

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra energetiky

Přehřev vzduchu u kotle bloku 200 MW parou

Preheating of Air at a Boiler of a 200 MW Unit by Means  
of Steam

Student:

Bc. Petr Nevřela

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Ladislav Vilimec

Ostrava 2012

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra energetiky

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Petr Nevřela**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení  
Téma: **Přehřev vzduchu u kotle bloku 200 MW parou**  
**Preheating of Air at a Boiler of a 200 MW Unit by Means of Steam**

Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte řešerši zaměřenou na rosny bod spalin a řízení teploty spalin u kotlů na spalování uhlí.
2. Proveďte stechiometrické výpočty, výpočet výrobního tepla a účinnosti kotle.
3. Navrhněte schéma přehřevu vzduchu parou.
4. Stanovte tepelnou bilanci přehřevu a potřebné množství páry.
5. Vypracujte návrh regulace teploty spalin s výměníkem topeným parou.
6. Analyzujte dopad přehřevu na výkon turbíny.
7. Vypracujte projekční návrh umístění výměníku včetně dilatace.

Seznam doporučené odborné literatury:


DLOUHÝ, T. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. Skripta ČVUT Praha, 2002. ISBN 80-01-02591-8.  
VILIMEC, L. *Řízení a regulace energetických zařízení*. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008.  
ISBN 978-80-248-1853-5.  
[WWW.fs.vsb.cz/euprojekty/414](http://WWW.fs.vsb.cz/euprojekty/414)

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

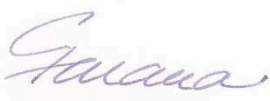
Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Ladislav Vilimec**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012

  
prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.  
vedoucí katedry



  
prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
děkan fakulty

### Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě .....21.5.2012.....


..........

Podpis studenta

Prohlašuji, že:

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č.121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- Beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č.111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 21.5.2012



podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Petr Nevřela

Adresa trvalého pobytu studenta:

Strahovice 201, 747 30

## **ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE**

NEVŘELA, P. Předehřev vzduchu u kotle bloku 200 MW parou: diplomová práce.  
Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2012,  
67 s. Vedoucí práce: Vilimec, L.

Diplomová práce se zabývá předehřevem vzduchu parou u bloku 200 MW. Záměrem je využití parního ohříváku vzduchu za účelem zvýšení teploty vstupního vzduchu do regeneračního ohříváku vzduchu, čím se zvýší teplota plechů. To vylučuje nebo omezuje nebezpečí vzniku teplotní koroze ohříváku vzduchu a zároveň i zařízení v tzv. partii za kotlem. V úvodu této práce je vypracována rešerše na problematiku kyselého rosného bodu a řízení teploty spalín za kotlem. V další části je proveden výpočet stechiometrie spalování a účinnosti kotle. Poté je stanoven výkon parního ohříváku vzduchu a potřebné množství páry pro předehřev vzduchu. V poslední části je proveden návrh regulace teploty spalín s výměníkem topeným parou a analýza dopadu předehřevu na výkon turbíny. Diplomová práce obsahuje výkresovou dokumentaci s umístěním a dilatací výměníku.

## **ANOTATION OF MASTER THESIS**

NEVŘELA, P. Preheating of Air at a Boiler of a 200 MW Unit by Means of Steam: Master Thesis. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Power Supply, 2012, 67 p. Thesis head: Vilimec, L.

Thesis is dealing with preheating of air at a boiler of 200 MW unit by means of steam. The intention is to use the steam air heater to increase the temperature of inlet air into regenerative air heater, the temperature is increased plates. This eliminates or reduces the risk of low-temperature corrosion of air heater and also so-called equipment in parts of the boiler. In the introduction to this research work is developed on the issue of acid dewpoint and temperature control for gas boiler. In next part covers calculation the stoichiometry of combustion and boiler efficiency. Then set the steam air preheater power and the required amount of steam to preheat the air. The last part is the design of flue gas temperature control with a steam heater air preheating and analysis of the impact on the power the turbine. The thesis contains drawings with location and expansion exchanger

## PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych touto cestou velmi poděkovat vedoucímu mé diplomové práce panu doc. Ing. Ladislavovi Vilimcovi za cenné rady, konzultace a odborné vedení při zpracování této práce. Také bych chtěl poděkovat všem, kteří mi při tvorbě této práce věnovali svůj čas a ochotu se mnou spolupracovat. Velký dík patří zejména mým rodičům a známým za nemalou podporu při studiu.

# Obsah

<b>SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ</b>	<b>9</b>
<b>1 ÚVOD</b>	<b>15</b>
<b>2 ROSNÝ BOD A TEPLOTA SPALIN ZA KOTLEM</b>	<b>16</b>
<b>3 VÝPOČTOVÉ PARAMETRY</b>	<b>24</b>
3.1 Zadané parametry .....	24
3.2 Doplněné parametry .....	24
<b>4 POMOCNÉ VÝPOČTY</b>	<b>25</b>
4.1 Stanovení výhřevnosti a její kontrola .....	25
<b>5 STECHIOMETRICKÉ VÝPOČTY</b>	<b>27</b>
5.1 Stechiometrické množství suchého vzduchu .....	27
5.2 Stechiometrický objem suchých spalin .....	28
5.3 Skutečné množství suchého vzduchu .....	30
5.4 Skutečné množství suchých spalin .....	30
5.5 Koncentrace složek skutečných suchých spalin .....	30
5.6 Stechiometrické množství vlhkého vzduchu .....	31
5.7 Objem vodní páry ve spalovacím vzduchu.....	32
5.8 Stechiometrický objem vodní páry ve spalinách.....	32
5.9 Stechiometrický objem vlhkých spalin.....	32
5.10 Skutečné množství vlhkého vzduchu .....	32
5.11 Skutečné množství vlhkých spalin .....	33
5.12 Koncentrace složek skutečných vlhkých spalin .....	33
<b>6 VÝROBNÍ TEPLA PÁRY A MNOŽSTVÍ PALIVA</b>	<b>35</b>
6.1 Výrobní teplo páry.....	35
6.2 Výpočet množství paliva .....	36
6.2.1 Skutečné množství paliva přivedeného do kotle	36
6.2.2 Výpočtové množství spáleného paliva	36
<b>7 VÝPOČET ÚČINNOSTI</b>	<b>37</b>
7.1 Výpočet redukované výhřevnosti .....	37

7.2	Tepelné ztráty kotle .....	39
7.2.1	Ztráta mechanickým nedopalem .....	39
7.2.2	Ztráta chemickým nedopalem .....	40
7.2.3	Ztráta sáláním a vedením tepla do okolí .....	40
7.2.4	Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků .....	41
7.2.5	Ztráta citelným teplem spalin (komínová) .....	41
7.3	Účinnost kotle.....	44
<b>8</b>	<b>SCHÉMA PŘEDEHŘEVU VZDUCHU PAROU</b>	<b>45</b>
<b>9</b>	<b>TEPELNÁ BILANCE PŘEDEHŘEVU A POTŘEBNÉ MNOŽSTVÍ PÁRY</b>	<b>47</b>
9.1	Tepelná bilance přehřevu.....	47
9.2	Potřebné množství páry .....	48
9.3	Bilance toků vzduchu a spalin ve vzduchovém a spalinovém traktu .....	49
<b>10</b>	<b>NÁVRH REGULACE TEPLoty SPALIN S VÝMĚNÍKEM TOPENÝM PÁROU</b>	<b>51</b>
<b>11</b>	<b>ANALÝZA DOPADU PŘEDEHŘEVU NA VÝKON TURBÍNY</b>	<b>59</b>
<b>12</b>	<b>ZÁVĚR</b>	<b>64</b>
<b>13</b>	<b>POUŽITÁ LITERATURA</b>	<b>66</b>
<b>14</b>	<b>SEZNAM PŘÍLOH</b>	<b>67</b>



## Seznam zkratek a symbolů

Značení	Název	Jednotka
$A$	Obsah popela	$[\%]$
$Ar$	Argon	$[-]$
$C$	Obsah kyslíku	$[\%]$
$C_p$	Nedopal v popílku	$[-]$
$C_s$	Nedopal ve strusce	$[-]$
$Cl$	Obsah chloru	$[\%]$
$H$	Obsah vodíku	$[\%]$
$I_{sp,min}^{t_k}$	Entalpie stechiometrických spalin o teplotě $t_k$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$
$I_{sp}^{t_k, \alpha_{OVZ,2}}$	Entalpie spalin o teplotě $t_k$ a přebytku vzduchu $\alpha_{OVZ,2}$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$
$I_{sp,min}^{t_{vz}}$	Entalpie stechiometrických spalin při teplotě $t_{vz}$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$
$I_{vz,min}^{t_k}$	Entalpie minimálního vzduchu o teplotě $t_k$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$
$I_{VV}$	Entalpie vzduchu	$[kJ \cdot kg^{-1}]$
$M_{mp}$	Množství nízkotlaké páry	$[kg \cdot s^{-1}]$
$M_o$	Množství odběrové páry	$[kg \cdot s^{-1}]$
$M_{pal}$	Množství paliva přivedeného do kotle	$[kg \cdot s^{-1}]$
$M_{pp}$	Množství přehřáté páry	$[kg \cdot s^{-1}]$
$M_{pv}$	Výpočtové množství spáleného paliva	$[kg \cdot s^{-1}]$
$M_{vS}$	Množství vstřikované vody	$[kg \cdot s^{-1}]$
$N$	Obsah dusíku	$[\%]$
$O_2$	Obsah kyslíku	$[\%]$
$P_{sp}$	Spojkový výkon	$[W]$
$P_{sp,NT}$	Spojkový výkon nízkotlaké turbíny	$[W]$
$P_{sp,NT_o}$	Spojkový výkon nízkotlaké turbíny s odběrem páry	$[W]$

Značení	Název	Jednotka
$P_{sp,T}$	Spojkový výkon turbíny	[W]
$P_{sp,T_o}$	Spojkový výkon turbíny s odběrem páry	[W]
$Q_{Ci}$	Výhřevnost hořlaviny tuhých zbytků	[kJ · kg <sup>-1</sup> ]
$Q_{CZ}$	Teplo přivezené cizím zdrojem	[kJ · kg <sup>-1</sup> ]
$Q_i^r$	Výhřevnost paliva	[kJ · kg <sup>-1</sup> ]
$Q_{i,kal}^r$	Výhřevnost paliva stanovená kalorimetricky	[kJ · kg <sup>-1</sup> ]
$Q_{i,red}$	Redukovaná výhřevnost	[kJ · kg <sup>-1</sup> ]
$Q_{i,vyp}^r$	Vypočtená výhřevnost paliva	[kJ · kg <sup>-1</sup> ]
$Q_{POV}$	Výkon parního ohříváku vzduchu	[W]
$Q_{výr}$	Výrobní teplo páry	[W]
$S$	Obsah síry	[%]
$V_{Ar}$	Objem argonu	[m <sup>3</sup> · kg <sup>-1</sup> ]
$V_{CO_2}$	Objem oxidu uhličitého	[m <sup>3</sup> · kg <sup>-1</sup> ]
$V_{O_2}$	Objem kyslíku	[m <sup>3</sup> · kg <sup>-1</sup> ]
$V_{N_2}$	Objem dusíku	[m <sup>3</sup> · kg <sup>-1</sup> ]
$V_{SO_2}$	Objem oxidu siřičitého	[m <sup>3</sup> · kg <sup>-1</sup> ]
$V_{SS}$	Objem suchých spalín	[m <sup>3</sup> · kg <sup>-1</sup> ]
$V_{SV}$	Objem vlhkých spalín	[m <sup>3</sup> · kg <sup>-1</sup> ]
$V_{VS}$	Objem suchého vzduchu	[m <sup>3</sup> · kg <sup>-1</sup> ]
$V_{VV}$	Objem vlhkého vzduchu	[m <sup>3</sup> · kg <sup>-1</sup> ]
$V_{SV,H_2O_{min}}$	Objem vodní páry ve spalínách	[m <sup>3</sup> · kg <sup>-1</sup> ]
$V_{VV,H_2O_{min}}$	Objem vodní páry ve spalovacím vzduchu	[m <sup>3</sup> · kg <sup>-1</sup> ]
$W$	Objem vody	[%]
$X_p$	Podíl popela v popílku	[–]
$X_s$	Podíl popela ve strusce	[–]

<b>Značení</b>	<b>Název</b>	<b>Jednotka</b>
$a_{ii}$	Úlet popílku z ohniště	$[-]$
$cp_{vz}$	Měrná tepelná kapacita vzduchu	$[kJ \cdot m^{-3} \cdot kg^{-1}]$
$cp_{vz, stř}$	Střední měrná tepelná kapacita vzduchu	$[kJ \cdot m^{-3} \cdot kg^{-1}]$
$c_s$	Měrná tepelná kapacita strusky	$[kJ \cdot m^{-3} \cdot kg^{-1}]$
$i_e$	Entalpie emisní páry	$[kJ \cdot kg^{-1}]$
$i_k$	Entalpie kondenzátu	$[kJ \cdot kg^{-1}]$
$i_{mp}$	Entalpie přehřáté páry	$[kJ \cdot kg^{-1}]$
$i_{NV}$	Entalpie napájecí vody	$[kJ \cdot kg^{-1}]$
$i_p$	Entalpie syté páry na POV	$[kJ \cdot kg^{-1}]$
$i_{pp}$	Entalpie přehřáté páry	$[kJ \cdot kg^{-1}]$
$i_{VS}$	Entalpie vstřikované vody	$[kJ \cdot kg^{-1}]$
$k_x$	Konstanta pro uhlí	$[-]$
$mgCO$	Emisní limit oxidu uhelnatého	$[mg \cdot m_N^{-3}]$
$m_o$	Množství odběrové páry	$[kg \cdot s^{-1}]$
$p_I$	Tlak páry před regulačním ventilem	$[MPa]$
$p_e$	Tlak emisní páry	$[MPa]$
$p_o$	Tlak odběrové páry	$[MPa]$
$t_I$	Teploty páry při $i_p$	$[^{\circ}C]$
$t_k$	Teplota kondenzátu	$[^{\circ}C]$
$t_o$	Teplota odběrové páry	$[^{\circ}C]$
$t_{RB}$	Teplota rosného bodu	$[^{\circ}C]$
$t_s$	Teplota syté páry	$[^{\circ}C]$
$t_{sr}$	Teplota strusky	$[^{\circ}C]$
$t_{st}$	Teplota stěny ohříváku	$[^{\circ}C]$

Značení	Název	Jednotka
$t_{vz}$	Teplota vzduchu	$[^{\circ}C]$
$x$	Suchost páry na konci turbíny	$[-]$
$\Delta\alpha_H$	Falešný přisátý vzduch	$[-]$
$\Delta\alpha_M$	Vzduch přisátý netěsnostmi v mlýnu	$[-]$
$\Delta\beta_{OH}$	Vzduch přisátý netěsnostmi v ohništi	$[-]$
$\Delta I_{vv}$	Zvýšení entalpie vzduchu	$[kJ \cdot kg^{-1}]$
$\Delta i_p$	Využitá entalpie odběrové páry na POV	$[kJ \cdot kg^{-1}]$
$\Delta t$	Střední logaritmický teplotní spád	$[^{\circ}C]$
$\Delta t'$	Teplotní spád na začátku výměníku	$[^{\circ}C]$
$\Delta t''$	Teplotní spád na konci výměníku	$[^{\circ}C]$
$\alpha_o$	Přebytek vzduchu v ohništi	$[-]$
$\alpha_{OVZ,1}$	Přebytek vzduchu ve spalínách před LUVEM	$[-]$
$\alpha_{OVZ,2}$	Přebytek vzduchu ve spalínách za LUVEM	$[-]$
$\beta_{OVZ,1}$	Přebytek vzduchu před LUVO	$[-]$
$\beta_{OVZ,1}'$	Přebytek vzduchu před POV	$[-]$
$\beta_{OVZ,2}$	Přebytek vzduchu za LUVO	$[-]$
$\beta_{OVZ,2}'$	Přebytek vzduchu na hořácích (vstup do kotle)	$[-]$
$\eta_k$	Účinnost kotle	$[\%]$
$\eta_m$	Mechanická účinnost	$[\%]$
$\zeta_c$	Ztráta mechanickým nedopalem	$[-]$
$\zeta_{co}$	Ztráta chemickým nedopalem	$[-]$
$\zeta_f$	Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků	$[-]$
$\zeta_k$	Ztráta citelným teplem spalin (komínová)	$[-]$
$\zeta_{kotlecelk}$	Celková tepelná ztráta kotle	$[-]$

<b>Značení</b>	<b>Název</b>	<b>Jednotka</b>
$\zeta_{sv}$	Ztráta sáláním a vedením tepla do okolí	$[-]$
$\chi_v$	Součinitel vlhkosti	$[-]$
$\omega$	Koncentrace složek skutečných spalin	$[\%]$

### **Použité indexy**

#### Dolní:

- $Ar$  - argon
- $CO_2$  - oxid uhličitý
- $H_2O$  - voda
- $O_2$  - kyslík
- $N_2$  - dusík
- $NV$  -napájecí voda
- $SO_2$  - oxid siřičitý
- $VS$  - vstřík
- $min$  - stechiometrické (minimální) množství
- $mp$  - přehřátá páry
- $pp$  - přehřátá pára
- $ref$  - referenční stav
- $sp$  - spaliny
- $stř$  - střední
- $vz$  - vzduch
- $1$  - vstup
- $2$  - výstup
- $3$  - tlak 0,3 MPa
- $5$  - tlak 0,5 Mpa
- $8$  - tlak 0,8 MPa

#### Horní:

- $d$  - bezvodý stav
- $r$  - surový stav

<b>Zkratka</b>	<b>Název</b>
EES	Engineering Equation Solver
LUVO	Ohřívák vzduchu Ljungström
NT	Nízkotlaký díl turbíny
POV	Parní ohřívák vzduchu
RV	Regulační ventil
RVK	Regulační ventil odvodu kondenzátu
UVS	Uzavírací ventil sekce POV
VT	Vysokotlaký díl turbíny

# 1 Úvod

Návrh kotle představuje komplexní vzájemně se doplňující činnost výpočtovou a projekční. Projekční výpočet se provádí s cílem dosáhnout zadaných jmenovitých parametrů kotle. V určitých fázích je nezbytné volit řadu parametrů a dimenzí konstrukčních prvků aby bylo dosaženo nejen spolehlivého provozu, ale především aby konstrukční řešení představovalo též ekonomickou výhodu investičních a provozních nákladů. Při výpočtu se musí dbát na spolehlivost provozu kotle, který kromě jiného úzce souvisí s výskytem a intenzitou nízkoteplotní koroze některých částí zařízení.

Aby se předešlo nízkoteplotní korozi, je nutné udržovat teplotu spalin za kotlem o potřebnou hodnotu vyšší než rosný bod spalin a zároveň je nutno držet teplotu stěny studeného konce ohříváku (poslední teplosměnné plochy) nad teplotou rosného bodu spalin.

Teplota spalin za kotlem má tedy velký vliv na intenzitu nízkoteplotní koroze. Vysoko stanovená hodnota teploty spalin zaručuje sice ochranu zařízení před korozi, ale je příčinou nízké účinnosti kotle. Naopak, vychlazením spalin na co nejnižší teplotu se dosáhneme co nejvyšší účinnosti kotle, ale zapříčiní se tak intenzivní koroze zařízení. Udržování teploty spalin za kotlem s dostatečným přídavkem nad rosným bodem zajistí ochranu před korozi u zařízení partie za kotlem při maximální dosažitelné účinnosti. Podmínkou spolehlivého a ekonomického provozu kotle je pak řídicí systém, který dokáže udržovat oba tyto parametry současně. Takovou regulaci obou uvedených parametrů lze zajistit prakticky jen změnou teploty vzduchu vstupujícího do ohříváku vzduchu.

Toho lze docílit přehříváním studeného vzduchu vhodným médiem (odběrovou parou), které může být provedeno v parním ohříváku vzduchu nebo recirkulací části horkého vzduchu. Popř. lze použít kombinací obou způsobů.

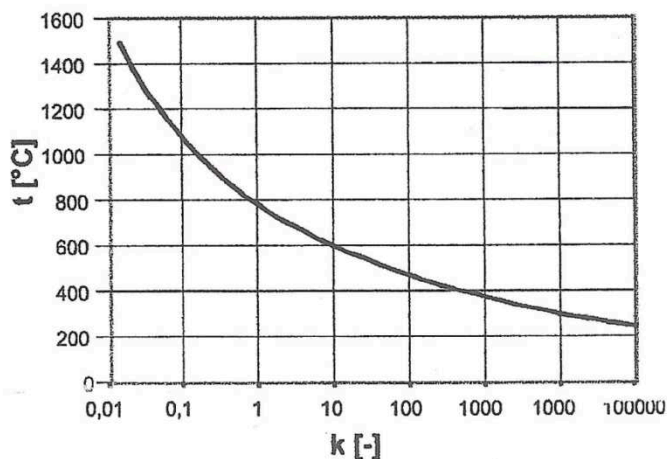
Diplomová práce se zabývá přehřevem vzduchu parou z nízkotlaké části turbíny, a to pomocí parního ohříváku vzduchu. Využitím parního ohříváku vzduchu se omezí nebezpečí vzniku nízkoteplotní koroze. Dále diplomová práce zahrnuje návrh regulace teploty spalin pomocí parního ohříváku vzduchu. Následně je posouzen dopad přehřevu na výkon turbíny.

## 2 Rosný bod a teplota spalín za kotlem

Rosným bodem spalín je označována teplota, při které je dosaženo stavu nasycení par ve spalínách a začíná jejich kondenzace. Pokud v palivu není obsažena síra, dochází ke kondenzaci vodní páry. Při spalování fosilních paliv obsahujících síru dochází ve spalovací komoře kotle nejprve k její oxidaci na oxid siřičitý ( $\text{SO}_2$ ). Až v průběhu ochlazování spalín v kotli, přibližně od teplot 600 °C až 400 °C, se při existujícím přebytku vzduchu určitá část  $\text{SO}_2$  oxiduje na oxid sírový ( $\text{SO}_3$ ). Diagram na obr. 2.1 udává závislost konverze  $\text{SO}_3$  na teplotě spalín. Chemická rovnováha (která nemůže být nikdy dosažena) je

dána rovnicí [4] :  $\frac{p_{\text{SO}_3}}{p_{\text{SO}_2}} = k \cdot \sqrt{p_{\text{O}_2}}$ , kde  $p$  je parciální tlak uvedených složek,  $k$  je součinitel

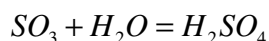
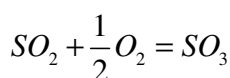
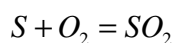
konverze. Po dalším ochlazení pod cca 200 °C vzniklý  $\text{SO}_3$  vytváří spolu s vodní parou plynnou kyselinu sírovou ( $\text{H}_2\text{SO}_4$ ). Při zvýšení teploty nad 200 °C dochází k reakci opačné.



Obr. 2.1 Součinitel konverze [4]

Při dalším ochlazování spalín pak kondenzuje plynná  $\text{H}_2\text{SO}_4$  a zbývajících vodní pára a vzniká dvoufázová směs kondenzátu  $\text{H}_2\text{O}/\text{H}_2\text{SO}_4$ .

Hlavní reakce:

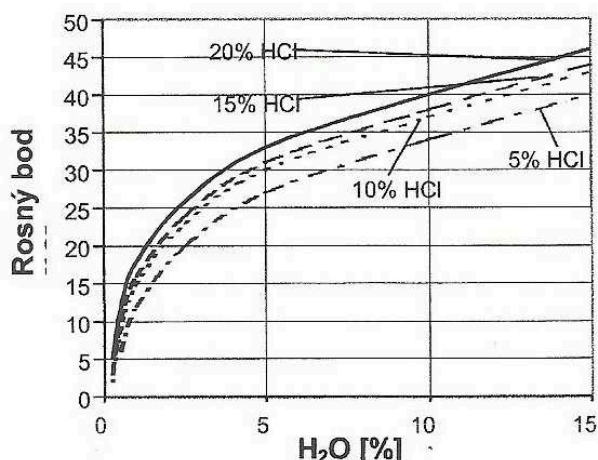




Ke kondenzaci dochází především na studeném povrchu výhřevných ploch nebo kanálů, které pak trpí tzv. nízkoteplotní korozi.

Kondenzát vzniklý při ochlazování spalin u kotle spalující fosilní paliva, obsahuje i anorganické kyseliny, jako např. HCl nebo HF. Jelikož u vícesložkových směsí je určující složka s nejvyšší teplotou kondenzace, nemají anorganické kyseliny na hodnotu kyselého rosného bodu směsi  $\text{H}_2\text{O}/\text{H}_2\text{SO}_4$  žádný vliv, protože jejich teplota je nižší než  $\text{H}_2\text{SO}_4$ .

Teplota kondenzace směsi všech uvedených složek musí tedy ležet pod teplotou kondenzace  $\text{H}_2\text{SO}_4$ . Pro porovnání je rosný bod směsi  $\text{H}_2\text{O}/\text{HCl}$  uveden na obr. 2.2 [4].

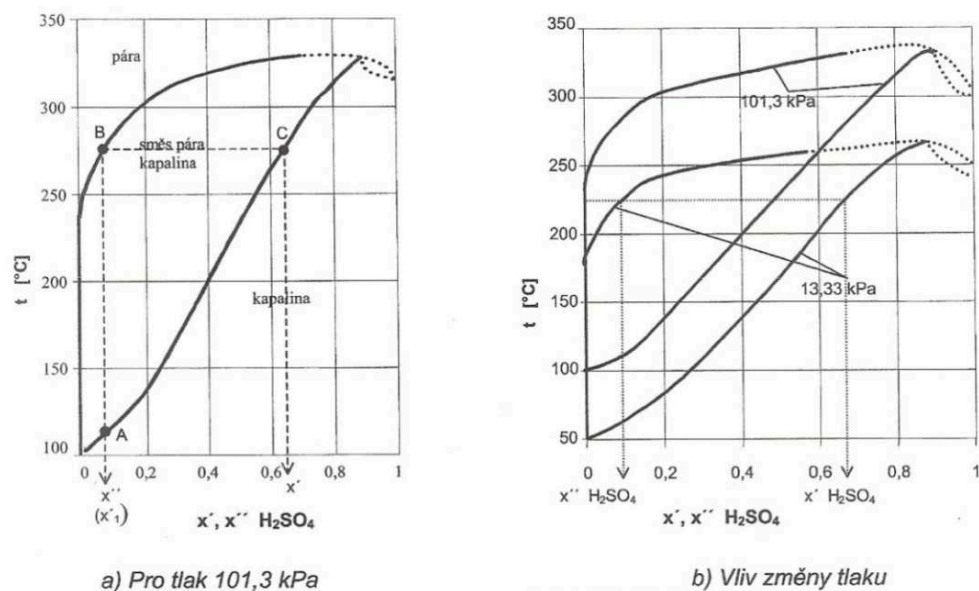


Obr. 2.2 Rosný bod směsi  $\text{H}_2\text{O}/\text{HCl}$  [4]

Rosný bod směsi  $\text{H}_2\text{O}/\text{HCl}$  se zvyšuje s přibývajícím obsahem vody ve spalinách a to i při nízkých koncentracích HCl ve směsi. Výskyt HCl či HF ve spalinách ovlivňuje mechanismus i intenzitu nízkoteplotní koroze. Aby nedocházelo ke korozi, musí teplota stěny teplosměnné plochy ležet nad rosným bodem  $\text{H}_2\text{O}/\text{H}_2\text{SO}_4$ .

Ve fázovém diagramu směsi  $\text{H}_2\text{O}/\text{H}_2\text{SO}_4$  na obr. 2.3 je vidět v závislosti na koncentraci obou složek ( $x''_{\text{H}_2\text{SO}_4} = 1 - x''_{\text{H}_2\text{O}}$  a  $x'_{\text{H}_2\text{SO}_4} = 1 - x'_{\text{H}_2\text{O}}$ ) průběh křivky varu a kondenzace [4].

( $x''$  – molární podíl v plynné fázi,  $x'$  – molární podíl v kapalné fázi).



Obr. 2.3 Fázový diagram směsi H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub>/H<sub>2</sub>O [4]

Dolní křivka (varu) udává bod varu jako funkci molárního podílu H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> v kapalně fázi ( $x'_{H_2SO_4}$ ). Horní křivka (kondenzace) udává rosný bod jako funkci molárního podílu H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> v plynné fázi ( $x''_{H_2SO_4}$ ).

Parciální tlaky vodní páry a páry kyseliny sírové ( $p_{H_2O}, p_{H_2SO_4}$ ) lze podle Daltonova zákona stanovit jako:

$$p_{H_2SO_4} = p_c \cdot x''_{H_2SO_4}$$

$$p_{H_2O} = p_c - p_{H_2SO_4}$$

Kde:  $p_c$  - je celkový tlak par H<sub>2</sub>O a H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> ve spalinách

$x''_{H_2SO_4}$  - je molární podíl páry H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> ve směsi

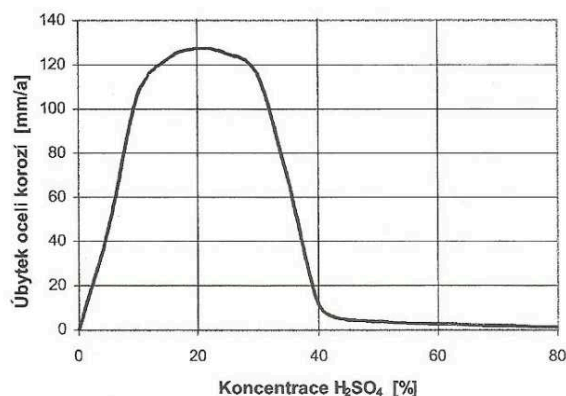
Pro spaliny z fosilních paliv je určující levá část fázového diagramu, neboť koncentrace H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> ve spalinách jsou nízké.

Rosný bod (definovaný jako teplota fázové změny směsi H<sub>2</sub>O/H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub>) a koncentrace H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> v roztoku H<sub>2</sub>O/H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> závisí na parciálních tlacích vodní páry a kyseliny ve spalinách. Snížením obsahu H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> ve spalinách se sníží i kyselý rosný bod.

Rozlišujeme dvojí rosný bod, fyzikální a praktický, přičemž praktický kyselý rosný bod je nižší než fyzikální.

- *Fyzikální rosný bod* – tím rozumíme teplotu spalin, při níž nastává fázová rovnováha mezi plynnou a kapalnou fází. Stanoví se na základě laboratorních zkoušek.
- *Praktický (měřený) rosný bod* – tím rozumíme teplotu spalin, při které dochází ke kondenzaci par  $\text{H}_2\text{SO}_4/\text{H}_2\text{O}$  na ploše umístěné v proudu spalin.

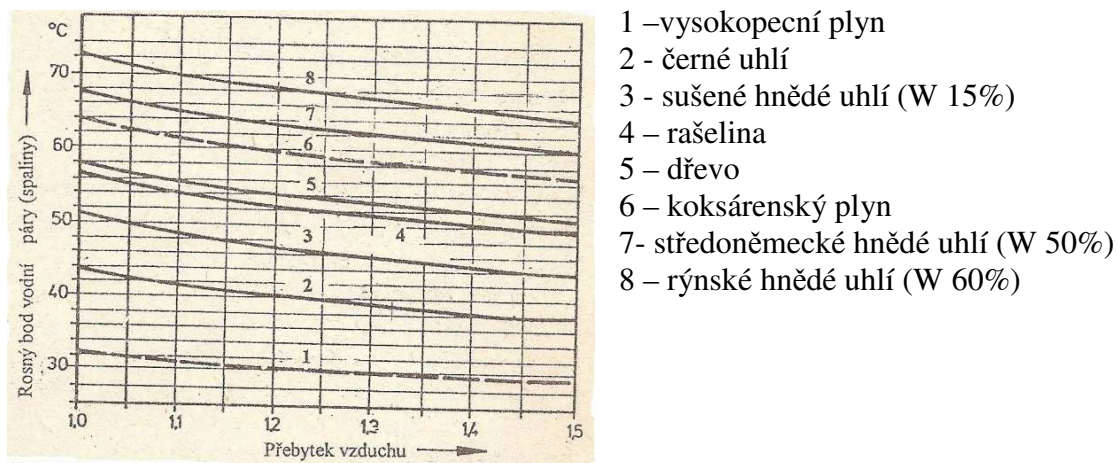
Na obr 2.4 je vidět, že i při nižších koncentracích  $\text{SO}_3$  ve spalinách dochází k napadení koroze ohříváku vzduchu a zařízení partie za kotli.



Obr. 2.4 Úbytek uhlíkové oceli koroze při působení roztoku  $\text{H}_2\text{O}/\text{H}_2\text{SO}_4$  při teplotě  $90^\circ\text{C}$  [4]

Pokud chceme zařídit účinnou ochranu zařízení před koroze a zanášením, je nevyhnutelné řídit provoz kotle, tak aby na kritických místech ohrožených zařízení nedocházelo ke kondenzaci par  $\text{H}_2\text{SO}_4/\text{H}_2\text{O}$ .

Teplota rosného bodu vodní páry ve spalinách tedy závisí na obsahu vody, ale také na přebytku vzduchu obr.2.4.



Obr. 2.5 Vliv přebytku vzduchu na teplotu rosného bodu vodní páry ve spalinách [3]

## Stanovení kyselého rosného bodu spalin

K určení kyselého rosného bodu je třeba mít k dispozici dva postupy. Ve fázi návrhu a konstruování zařízení se stanoví kyselý rosný bod z parametrů paliva či spalin a využívat ho bude hlavně konstruktér kotle pro správné vyložení kotle a návazných zařízení a pro návrh správné koncepce řízení a regulace teplot v oblasti tzv. studeného konce kotle a v partii za kotlem. Po uvedení kotle do provozu se skutečný kyselý rosný bod změří za provozu kotle, a využívat ho bude hlavně provozovatel kotle pro optimalizaci provozu.

Určení kyselého rosného bodu na bázi parametrů paliv a spalin a zvolené koncepce kotle je nepřesné, neboť souvisí především s nepřesným stanovením stupně konverze  $\text{SO}_2$  na  $\text{SO}_3$ , s posouzením katalytických účinků popelových nánosů či naopak, s posouzením jejich sorpčních účinků, nebo s vlivem provedených primárních opatření ke snížení  $\text{NO}_x$  či na snížení obsahu  $\text{SO}_3$  ve spalinách.

Základním faktorem ovlivňujícím stanovení rosného bodu z parametrů paliva je obsah  $\text{SO}_3$  ve spalinách. V oxidačním prostředí vzniká  $\text{SO}_3$  konverzí  $\text{SO}_2$  a součinitel konverze se udává ve tvaru [4]:

$$\varphi_{\text{SO}_3} = 100 \cdot \frac{\omega_{\text{SO}_3}}{\omega_{\text{SO}_2} + \omega_{\text{SO}_3}} \quad [\%]$$

Kde:  $\omega \left[ \text{m}^3 / \text{m}^3 \right]$  je parciální objem plynné složky ve směsi plynů.

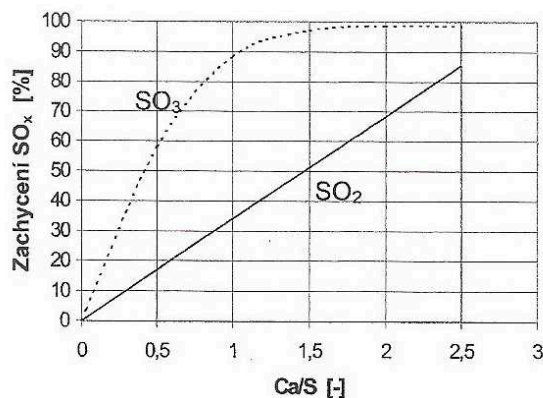
Tento součinitel dosahuje u kotlů s práškovým ohništěm hodnotu 1 % až 2 %, u roštových kotlů pak 4 % i více a dá se znázornit v závislosti na měrné sirnatosti

$$S_f = \frac{S^r}{Q_i^r} \left[ \text{g} / \text{MJ} \right].$$

### Vliv popílku ve spalinách na obsahu $\text{SO}_3$ :

Podle [4] bylo měřením zjištěno, že pokud popílek neobsahuje volný  $\text{CaO}$  nebo  $\text{V}_2\text{O}_5$ , tak nejsou rozdílné koncentrace  $\text{H}_2\text{SO}_4$  před a za elektrostatickým odlučovačem. V případech kdy se na kotli provádí aditivní odsířování je ve spalinách kromě popílku i volný  $\text{CaO}$  nebo v případě, že popílek obsahuje volný  $\text{CaO}$ , dochází na regenerativním ohříváku vzduchu a na hadicovém filtru k nezanedbatelnému zachycení  $\text{SO}_3$ . Je to důsledek intenzivnější reakce  $\text{CaO}$  s  $\text{SO}_3$ , viz obr. 2.6. Podíl zachyceného  $\text{SO}_3$  je za těchto podmínek výrazně vyšší než u  $\text{SO}_2$ . U kotlů s trubkovým ohřívákem vzduchu kde je kratší setrvání spalin v rekuperátoru tento efekt zjištěn nebyl. Obdobný efekt lze očekávat i při použití polosuchého nebo suchého odsířování za kotlem při posuzování vlivu rosného bodu

na zařízení partie za kotlem. Tak např. [4] uvádí snížení o 50-80%. Určité snížení bylo zjištěno i na elektrostatickém odlučovači, kde podle [4] došlo ke snížení rosného bodu, při spalování černého uhlí ve fluidním ohništi až o 25K a u práškového ohniště přibližně o 10K.



Obr. 2.6 Zachycení SO<sub>3</sub>/SO<sub>2</sub> v závislosti na obsahu volného Ca [4]

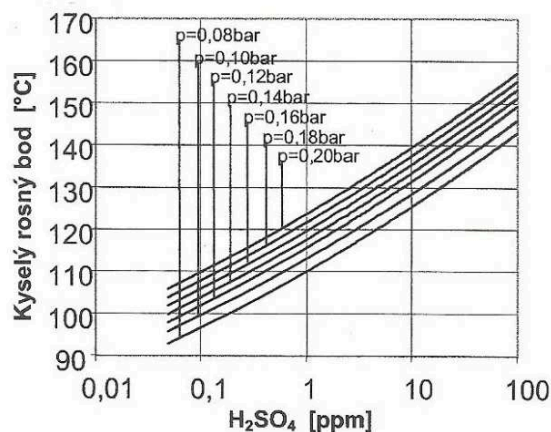
Při dávkování aditiva [CaCO<sub>3</sub>, Ca(OH)<sub>2</sub>] do spalín v partii za kotli bylo zjištěno snížení SO<sub>3</sub> cca na 50 %.

Stanovení kyselého rosného bodu měřením – jsou dvě metody a to metoda nepřímá a přímá.

Teplota rosného bodu se při nepřímém měření určuje z naměřené koncentrace SO<sub>3</sub> nebo H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> a z parciálního tlaku vodní páry ve spalínách. Tento postup je podmíněn splněním dvou předpokladů, a to:

- Rosný bod směsi H<sub>2</sub>O/H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> určují jen parciální tlaky vody a H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> a vliv ostatních složek lze zanedbat
- Mezi plynnou a kapalnou fází směsi H<sub>2</sub>O/H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> existuje fázová rovnováha

Tyto dva předpoklady vedou k tomu, že takto stanovený rosný bod z naměřené koncentrace SO<sub>3</sub> nebo H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> je pro nízké hodnoty SO<sub>3</sub> (méně než 5mg/m<sup>3</sup>) vyšší než skutečný a pro vyšší koncentrace SO<sub>3</sub> (větší než 25mg/m<sup>3</sup>) je stanovený rosný bod nižší než skutečný. Na obr 2.7 je znázorněn rosný bod jako funkce naměřené koncentrace SO<sub>3</sub> (H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub>) a parciálního tlaku H<sub>2</sub>O.



Obr. 2.7 Kyselý rosný bod podle H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> [4]

Pro přímé měření [4] je dnes k dispozici několik metod založených na principu:

- Optické měření – indikuje se orosení chlazené plošky, u níž se měří teplota. Metoda je použitelná jen pro nezaprášené plyny do 80 °C. Do této skupiny lze zařadit i přímé měření rosného bodu dle [4]. I v tomto případě se indikuje orosení sondy na níž se měří teplota. Tato metoda je použitelná i pro zaprášené spaliny a není limitována teplotou spalin.
- Piezoelektrické – piezokrystal je vystavený spalinám a při orosení horní plochy se mění frekvence i amplituda výstupního signálu. Metoda je to nová, dosud málo ověřená, použitelná je pro nezaprášené plyny do 150 °C.
- Změny vodivosti – při orosení plošky se změní vodivost mezi dvěma elektrodami, průběžně se měří teplota orosené plochy. Dnes je již k dispozici měřicí sonda pracující kontinuálně, kterou lze měřit i v zaprášených spalinách do teploty 400 °C.

Vysoko stanovená hodnota kyselého rosného bodu zaručuje sice ochranu zařízení před korozí, ale je příčinou nízké účinnosti kotle. Naopak, jeho příliš nízká stanovená hodnota zaručuje sice vysokou účinnost kotle, ale je příčinou intenzivní koroze zařízení.

Optimálně navržený a dimenzovaný kotel tedy musí zajistit související parametry na takových hodnotách, při nichž by byla respektována hodnota stanoveného kyselého rosného bodu. Jedná se především o teplotu spalin za kotlem a o teplotu stěny studeného konce ohřívačku vzduchu. Udržování těchto teplot v souladu s rosným bodem zajistí ochranu před korozí u stěn ohřívačku vzduchu a u zařízení partie za kotlem.

Regulaci parametrů hospodárného a spolehlivého provozu kotle lze zajistit prakticky jen změnou teploty vzduchu vstupujícího do kotle. Nejčastěji se používá přehřev

vzduchu vhodným médiem (nejčastěji odběrovou párou) nebo recirkulací horkého vzduchu zpět např. do sání vzduchového ventilátoru. Lze použít i kombinaci obou způsobu.

### 3 Výpočtové parametry

#### 3.1 Zadané parametry

Množství VT páry	650	t/h
Teplota VT páry	540	°C
Teplota NV	250	°C
Tlak VT páry	17,4	MPa
Tlak NV	22,1	MPa
Množství NT páry:- vstup	548,5	t/h
Teplota NT páry: - vstup	337	°C
- výstup	540	°C
Tlak NT páry: - vstup	3,83	MPa
- výstup	3,63	MPa
Vstřík do NT páry - množství	31,478	t/h
- teplota	163	°C
- tlak	5,53	MPa

Přebytek vzduchu: - v ohništi	1,18	
- za kotlem	1,27	
Popel: - struska	15	%
- popílek	85	%
Nedopal: - struska	8	%
- popílek	3	%

Palivo	Prvkový rozbor paliva					Obsah chloru	Obsah popela	Obsah vody	Výhřevnost
	C <sup>r</sup>	H <sup>r</sup>	S <sup>r</sup>	N <sup>r</sup>	O <sup>r</sup>	Cl <sup>d</sup>	A <sup>r</sup>	W <sup>r</sup>	Q <sub>i</sub> <sup>r</sup>
	%	%	%	%	%	%	%	%	MJ/kg
Směs černého uhlí	60,22	3,59	0,37	0,85	4,83	0,07	22,04	8,1	23,42

#### 3.2 Doplněné parametry

Teplota spalin za kotlem	$t_k = 139 [^{\circ}\text{C}]$
Předeřev vzduchu	$t_{vz_2} = 65 [^{\circ}\text{C}]$
Leckage	6 [%]
Tlak odběrové páry	$p_o = 0,8 [\text{MPa}]$
Suchost páry na výstupu z turbíny	$x = 0,9 [-]$



## 4 Pomocné výpočty

### 4.1 Stanovení výhřevnosti a její kontrola

Obsah chloru  $Cl^d = 0,07[\%]$  je při výpočtech zanedbán.

Pro výpočet výhřevností paliva použijí Mendělejevův vzorec:

$$Q_{i,vyp}^r = 339 \cdot C^r + 1030 \cdot H^r - 109 \cdot (O^r - S_{spal}^r) - 24,5 \cdot W^r \quad [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (4.1)$$

$$Q_{i,vyp}^r = 339 \cdot 0,6022 + 1030 \cdot 0,0359 - 109 \cdot (0,0483 - 0,0037) - 24,5 \cdot 0,081 \quad [kJ \cdot kg^{-1}]$$

$$Q_{i,vyp}^r = 23\,428 \quad [kJ \cdot kg^{-1}]$$

Výhřevnost vypočtená z elementárního rozboru dle Mendělejeva  $Q_{r,vyp}^i$  musí být v souladu s výhřevností stanovenou kalorimetricky (zadanou)  $Q_{i,kal}^r$ , a to následujícím způsobem: Pro paliva s  $A^d \leq 25\%$  nesmí rozdíl přesáhnout  $\pm 630 kJ \cdot kg^{-1}$

*Přepočet obsahu popeloviny ze surového stavu na bezvodý stav.*

$$A^d = \frac{A^r}{1 - W^r} \cdot 100 \quad [\%] \quad (4.2)$$

$$A^d = \frac{0,2204}{1 - 0,081} \cdot 100 \quad [\%]$$

$$A^d = 23,98 \quad [\%]$$

*Kontrola vypočtené výhřevnosti*

$$\begin{aligned} (Q_{i,kal}^r - 630) &\leq Q_{i,vyp}^r \leq (Q_{i,kal}^r + 630) \\ (23420 - 630) &\leq 23428 \leq (23420 + 630) \\ 22790 &\leq 23428 \leq 24050 \end{aligned} \quad (4.3)$$

*Kontrola maximálního poměrného objemu tříatomových plynů ze vztahu (4.4) dle[3]:*

$$\omega_{RO_2,max} = \frac{21}{1 + \beta} \quad [\%] \quad (4.4)$$

$$\text{Kde: } \beta = \frac{2,37 \cdot (H^r - 0,125 \cdot O^r)}{C^r - 0,375 \cdot S^r} \quad [-]$$

$$\beta = \frac{2,37 \cdot (0,0359 - 0,125 \cdot 0,0483)}{0,6022 - 0,375 \cdot 0,0037} \quad [-]$$

$$\beta = 0,11726 \quad [-]$$

Po dosazení do rovnice (4.4) dostaneme:

$$\omega_{RO_2, \max} = \frac{21}{1 + 0,11726} \quad [\%]$$

$$\omega_{RO_2, \max} = 18,796 \quad [\%]$$

Maximální poměrný objem tříatomových plynů je v souladu s hodnotami pro černé uhlí  $\omega_{RO_2, \max} = 18,4 \div 19,0 [\%]$ .

Vypočtená výhřevnost paliva a elementární složení odpovídá výše uvedeným podmínkám.

## 5 Stechiometrické výpočty

Cílem stochiometrických výpočtů je stanovení objemu vzduchu pro spalování jednotlivého množství paliva a objemu spalin, které při spalování vznikají. Při stochiometrických výpočtech se vychází ze složení paliva v hmotnostních podílech pro původní stav. Výpočtové objemy médií jsou označovány jako stochiometrické (minimální) a vyjadřují se v normálních metrech krychlových  $[m_N^3]$  (tj. při  $t_N = 0\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $p_N = 101325\text{ Pa}$ ) na 1 kg spáleného paliva pro suchý a vlhký stav.

### 5.1 Stechiometrické množství suchého vzduchu

*Stochiometrický objem kyslíku potřebný pro dokonalé spálení 1kg paliva:*

$$\begin{aligned} V_{O_2, \min} &= \frac{22,39}{12,01} \cdot C^r + \frac{22,39}{4,032} \cdot H^r + \frac{22,39}{32,06} \cdot S_{prch}^r - \frac{22,39}{32} \cdot O^r \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \\ V_{O_2, \min} &= \frac{22,39}{12,01} \cdot 0,6022 + \frac{22,39}{4,032} \cdot 0,0359 + \frac{22,39}{32,06} \cdot 0,0037 - \frac{22,39}{32} \cdot 0,0483 \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \\ V_{O_2, \min} &= 1,291 \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \end{aligned} \quad (5.1)$$

Pozn:  $S_{prch}^r$  je hmotnostní podíl prchavé složky síry v původním stavu, který je schopný oxidace. Síra vázaná v síranech, které jsou součástí popeloviny, se při spalování neoxiduje. S ohledem na to, že prchavé složky síry jsou v českém uhlí zastoupeny v 95 %, je možné bez vážnější chyby použít při výpočtu celkový obsah síry v palivu  $S^r$  [1].

Hmotové množství a objemy 1 kmolu, které jsou při výpočtu použity, uvádím v tabulce 5.1

Tab. 5.1 Hmotové a objemové množství skutečných plynů

Složka	Hmotové množství [kg]	Objem 1 kmolu [m <sup>3</sup> ]
C	12,01	
S	32,06	
O <sub>2</sub>	32,00	22,39
CO <sub>2</sub>	44,01	22,26
H <sub>2</sub>	2,016	22,43
N <sub>2</sub>	28,016	22,40
SO <sub>2</sub>	64,06	21,89

*Stechiometrické množství suchého vzduchu:*

$$V_{VS,min} = \frac{1}{0,21} \cdot V_{O_2,min} \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \quad (5.2)$$

$$V_{VS,min} = \frac{1}{0,21} \cdot 1,291 \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}]$$

$$V_{VS,min} = 6,147 \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}]$$

Objemové složení suchého vzduchu, je uvedeno v tabulce 5.2.

Tab. 5.2 Objemové složení suchého vzduchu

Složka	Objemový podíl [-]
Kyslík O <sub>2</sub>	0,2100
Dusík N <sub>2</sub>	0,7805
Argon Ar (včetně vzácných plynů)	0,0092
Oxid uhličitý CO <sub>2</sub>	0,0003

## 5.2 Stechiometrický objem suchých spalin

Minimální objem suchých spalin dostaneme při dokonalém spálení 1 kg paliva s minimálním množstvím vzduchu. Objem suchých spalin je dán součtem plynných složek, které při spalování vznikají nebo do spalin přecházejí ze spalovacího vzduchu, bez uvažování vlhkosti.

$$\begin{aligned}
V_{SS,\min} &= V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{N_2} + V_{Ar} \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \\
V_{SS,\min} &= 1,118 + 2,526 \cdot 10^{-3} + 4,804 + 0,0566 \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \\
V_{SS,\min} &= 5,981 \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}]
\end{aligned} \tag{5.3}$$

Objemy jednotlivých složek jsou určeny vztahy (5.4) až (5.7):

*Objem oxidu uhličitého*

$$\begin{aligned}
V_{CO_2} &= \frac{22,26}{12,01} \cdot C^r + 0,0003 \cdot V_{VS,\min} \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \\
V_{CO_2} &= \frac{22,26}{12,01} \cdot 0,6022 + 0,0003 \cdot 6,147 \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \\
V_{CO_2} &= 1,118 \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}]
\end{aligned} \tag{5.4}$$

*Objem oxidu siřičitého*

$$\begin{aligned}
V_{SO_2} &= \frac{21,89}{32,06} \cdot S^r \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \\
V_{SO_2} &= \frac{21,89}{32,06} \cdot 0,0037 \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \\
V_{SO_2} &= 2,526 \cdot 10^{-3} \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}]
\end{aligned} \tag{5.5}$$

*Objem dusíku*

$$\begin{aligned}
V_{N_2} &= \frac{22,4}{28,016} \cdot N^r + 0,7805 \cdot V_{VS,\min} \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \\
V_{N_2} &= \frac{22,4}{28,016} \cdot 0,0085 + 0,7805 \cdot 6,147 \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \\
V_{N_2} &= 4,804 \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}]
\end{aligned} \tag{5.6}$$

*Objem argonu, který zahrnuje i další vzácné plyny ze vzduchu*

$$\begin{aligned}
V_{Ar} &= 0,0092 \cdot V_{VS,\min} \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \\
V_{Ar} &= 0,0092 \cdot 6,147 \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \\
V_{Ar} &= 0,0566 \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}]
\end{aligned} \tag{5.7}$$

### 5.3 Skutečné množství suchého vzduchu

$$\begin{aligned}V_{VS} &= \alpha_O \cdot V_{VS,\min} \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \\V_{VS} &= 1,18 \cdot 6,14 \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \\V_{VS} &= 7,253 \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}]\end{aligned} \quad (5.8)$$

### 5.4 Skutečné množství suchých spalin

$$\begin{aligned}V_{SS} &= V_{SS,\min} + (\alpha_O - 1) \cdot V_{VS,\min} \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \\V_{SS} &= 5,981 + (1,18 - 1) \cdot 6,147 \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \\V_{SS} &= 7,087 \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}]\end{aligned} \quad (5.9)$$

### 5.5 Koncentrace složek skutečných suchých spalin

$$\begin{aligned}\omega_{CO_2} &= \frac{V_{CO_2} + (\alpha_O - 1) \cdot 0,0003 \cdot V_{VS,\min}}{V_{SS}} \cdot 100 \quad [\%] \\ \omega_{CO_2} &= \frac{1,118 + (1,18 - 1) \cdot 0,0003 \cdot 6,147}{7,087} \cdot 100 = 15,78 \quad [\%]\end{aligned} \quad (5.10)$$

$$\begin{aligned}\omega_{SO_2} &= \frac{V_{SO_2}}{V_{SS}} \cdot 100 \quad [\%] \\ \omega_{SO_2} &= \frac{2,526 \cdot 10^{-3}}{7,087} \cdot 100 = 0,0356 \quad [\%]\end{aligned} \quad (5.11)$$

$$\begin{aligned}\omega_{N_2} &= \frac{V_{N_2} + (\alpha_O - 1) \cdot 0,7805 \cdot V_{VS,\min}}{V_{SS}} \cdot 100 \quad [\%] \\ \omega_{N_2} &= \frac{4,804 + (1,18 - 1) \cdot 0,7805 \cdot 6,147}{7,087} \cdot 100 = 79,97 \quad [\%]\end{aligned} \quad (5.12)$$

$$\begin{aligned}\omega_{Ar} &= \frac{V_{Ar} + (\alpha_O - 1) \cdot 0,0092 \cdot V_{VS,\min}}{V_{SS}} \cdot 100 \quad [\%] \\ \omega_{Ar} &= \frac{0,0566 + (1,18 - 1) \cdot 0,0092 \cdot 6,147}{7,087} \cdot 100 = 0,94 \quad [\%]\end{aligned} \quad (5.13)$$

$$\begin{aligned}\omega_{O_2} &= \frac{(\alpha_O - 1) \cdot 0,21 \cdot V_{VS,\min}}{V_{SS}} \cdot 100 \quad [\%] \\ \omega_{O_2} &= \frac{(1,18 - 1) \cdot 0,21 \cdot 6,147}{7,087} \cdot 100 = 3,28 \quad [\%]\end{aligned} \quad (5.14)$$

$$\begin{aligned}\sum \omega_i &= \omega_{CO_2} + \omega_{SO_2} + \omega_{N_2} + \omega_{Ar} + \omega_{O_2} [\%] \\ \sum \omega_i &= 15,78 + 0,0356 + 79,97 + 0,94 + 3,28 = 100,005 [\%]\end{aligned}\quad (5.15)$$

## 5.6 Stechiometrické množství vlhkého vzduchu

Nejprve je vypočten součinitel respektující zvětšení objemu suchého vzduchu v důsledku vlhkosti.

$$\chi_v = 1 + \frac{\varphi}{100} \cdot \frac{p''}{p_c - \frac{\varphi}{100} \cdot p''} \quad [-] \quad (5.16)$$

Kde:  $\varphi [\%]$  je relativní vlhkost vzduchu

$p'' [MPa]$  je parciální tlak vodní páry na mezi sytosti pro danou teplotu vzduchu  $t_v$

$p_c [MPa]$  je celkový tlak,  $p_c = 0,1 [MPa]$

Při výpočtu tohoto součinitele je z tabulky 5.3 zvoleno  $\varphi = 70\%$  a  $t_v = 20^\circ C$ , a tyto hodnoty jsou dosazeny do rovnice (5.16)

$$\begin{aligned}\chi_v &= 1 + \frac{70}{100} \cdot \frac{0,0023368}{0,1 - \frac{70}{100} \cdot 0,0023368} \quad [-] \\ \chi_v &= 1,0166 \quad [-]\end{aligned}$$

Tab. 5.3 Závislost parciálního tlaku vodní páry na teplotě vzduchu [1]

$t_v = [^\circ C]$	0	10	20	30	40	50
$p'' [MPa]$	0,0006108	0,0012277	0,0023368	0,0042416	0,0073742	0,0123316

Minimální objem vlhkého vzduchu vypočítám součinem součinitele vlhkosti s minimálním množstvím suchého vzduchu.

$$\begin{aligned}V_{VV,\min} &= \chi_v \cdot V_{VS,\min} \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \\ V_{VV,\min} &= 1,0166 \cdot 6,147 \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \\ V_{VV,\min} &= 6,249 \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}]\end{aligned}\quad (5.17)$$

## 5.7 Objem vodní páry ve spalovacím vzduchu

$$\begin{aligned}
 V_{VV,H_2O,\min} &= V_{vv,\min} - V_{vs,\min} = (\chi_v - 1) \cdot V_{vs,\min} \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \\
 V_{VV,H_2O,\min} &= (1,0166 - 1) \cdot 6,147 \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \\
 V_{VV,H_2O,\min} &= 0,102 \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}]
 \end{aligned} \tag{5.18}$$

## 5.8 Stechiometrický objem vodní páry ve spalínách

Objem vodní páry v minimálním objemu vlhkých spalín je tvořen vodní parou ze spalování vodíku, odpařenou vlhkostí paliva a vlhkostí vzduchu.

$$\begin{aligned}
 V_{SV,H_2O,\min} &= \frac{44,8}{4,032} \cdot H^r + \frac{22,4}{18,016} \cdot W^r + V_{VV,H_2O,\min} \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \\
 V_{SV,H_2O,\min} &= \frac{44,8}{4,032} \cdot 0,0359 + \frac{22,4}{18,016} \cdot 0,081 + 0,102 \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \\
 V_{SV,H_2O,\min} &= 0,602 \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}]
 \end{aligned} \tag{5.19}$$

## 5.9 Stechiometrický objem vlhkých spalín

Objem vlhkých spalín je dán součtem minimálního objemu suchých spalín a objemu vodní páry ve spalínách.

$$\begin{aligned}
 V_{SV,\min} &= V_{SS,\min} + V_{SV,H_2O,\min} \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \\
 V_{SV,\min} &= 5,981 + 0,602 \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \\
 V_{SV,\min} &= 6,583 \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}]
 \end{aligned} \tag{5.20}$$

## 5.10 Skutečné množství vlhkého vzduchu

V praxi se spalování provádí s větším množstvím vzduchu, než vychází podle vztahu (5.17), neboť spalování s minimálním vzduchem by vedlo k vysokým nedopalům paliva. Minimální objem spalovacího vzduchu je tedy hodnota čistě teoretická. Lze ji užít k relativnímu vyjádření skutečného množství spalovacího vzduchu  $V_{VV} [m_N^3 \cdot kg^{-1}]$  prostřednictvím součinitele přebytku spalovacího vzduchu  $\alpha_o [-]$ .



$$\begin{aligned}
V_{VV} &= V_{VV,\min} \cdot \alpha_O = \chi_v \cdot V_{VS} \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \\
V_{VV} &= 1,0166 \cdot 7,253 \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \\
V_{VV} &= 7,373 \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}]
\end{aligned} \tag{5.21}$$

### 5.11 Skutečné množství vlhkých spalín

Objem spalín z 1 kg paliva při spalování s přebytkem vzduchu  $\alpha_O$ .

$$\begin{aligned}
V_{SV} &= V_{SV,\min} + (\alpha_O - 1) \cdot V_{VV,\min} \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \\
V_{SV} &= 6,578 + (1,18 - 1) \cdot 6,249 \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \\
V_{SV} &= 7,703 \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}]
\end{aligned} \tag{5.22}$$

### 5.12 Koncentrace složek skutečných vlhkých spalín

$$\omega_{CO_2} = \frac{V_{CO_2} + (\alpha_O - 1) \cdot 0,0003 \cdot V_{VS,\min}}{V_{SV}} \cdot 100 \quad [\%] \tag{5.23}$$

$$\omega_{CO_2} = \frac{1,118 + (1,18 - 1) \cdot 0,0003 \cdot 6,147}{7,703} \cdot 100 = 14,52 \quad [\%]$$

$$\omega_{SO_2} = \frac{V_{SO_2}}{V_{SV}} \cdot 100 \quad [\%] \tag{5.24}$$

$$\omega_{SO_2} = \frac{2,526 \cdot 10^{-3}}{7,703} \cdot 100 = 0,0328 \quad [\%]$$

$$\omega_{N_2} = \frac{V_{N_2} + (\alpha_O - 1) \cdot 0,7805 \cdot V_{VS,\min}}{V_{SV}} \cdot 100 \quad [\%] \tag{5.25}$$

$$\omega_{N_2} = \frac{4,804 + (1,18 - 1) \cdot 0,7805 \cdot 6,147}{7,703} \cdot 100 = 73,57 \quad [\%]$$

$$\omega_{Ar} = \frac{V_{Ar} + (\alpha_O - 1) \cdot 0,0092 \cdot V_{VS,\min}}{V_{SV}} \cdot 100 \quad [\%] \tag{5.26}$$

$$\omega_{Ar} = \frac{0,0566 + (1,18 - 1) \cdot 0,0092 \cdot 6,147}{7,703} \cdot 100 = 0,867 \quad [\%]$$

$$\omega_{O_2} = \frac{(\alpha_O - 1) \cdot 0,21 \cdot V_{VS,\min}}{V_{SV}} \cdot 100 \quad [\%] \tag{5.27}$$

$$\omega_{O_2} = \frac{(1,18 - 1) \cdot 0,21 \cdot 6,147}{7,703} \cdot 100 = 3,01 \quad [\%]$$

$$\omega_{H_2O} = \frac{V_{N_2} + (\alpha_O - 1) \cdot (\chi_v - 1) \cdot 0,7805 \cdot V_{VS,\min}}{V_{SV}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (5.28)$$

$$\omega_{H_2O} = \frac{4,804 + (1,18 - 1) \cdot (1,0166 - 1) \cdot 0,7805 \cdot 6,147}{7,703} \cdot 100 = 8,05 \quad [\%]$$

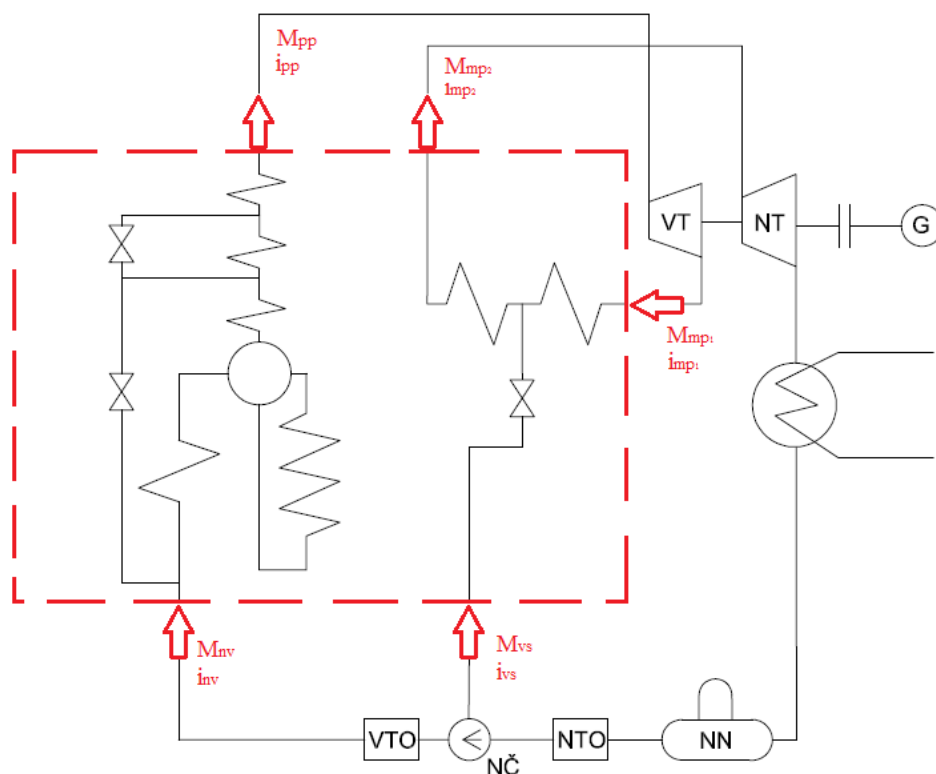
$$\sum \omega_i = \omega_{CO_2} + \omega_{SO_2} + \omega_{N_2} + \omega_{Ar} + \omega_{O_2} + \omega_{H_2O} \quad [\%] \quad (5.29)$$

$$\sum \omega_i = 14,52 + 0,0328 + 73,57 + 0,867 + 3,01 + 8,05 = 100,05 \quad [\%]$$

## 6 Výrobní teplo páry a množství paliva

### 6.1 Výrobní teplo páry

Výrobní teplo páry, které se též označuje jako celkový tepelný výkon kotle, se určí z tepelné bilance kotle dle rovnice (6.1). Tepelnou bilanci kotle znázorňuje obr. 6.1.



Obr.6.1 Tepelná bilance kotle

$$Q_{výr} = M_{pp} \cdot (i_{pp} - i_{NV}) + M_{mp1} \cdot (i_{mp2} - i_{mp1}) + M_{VS} \cdot (i_{mp2} - i_{VS}) \quad [MW] \quad (6.1)$$

Kde:  $M_{pp}$  - průtok ostré páry,  $M_{pp} = 180,56 [kg \cdot s^{-1}]$

$M_{mp1}$  - průtok nízkotlaké páry,  $M_{mp1} = 152,36 [kg \cdot s^{-1}]$

$M_{VS}$  - množství vstříkované vody do přehřáté páry,  $M_{VS} = 8,744 [kg \cdot s^{-1}]$

Jednotlivé entalpie určené pomocí tlaků a teplot v programu EES zpřehledňuje tab. 6.1. Tyto hodnoty jsou dosazeny do rovnice (6.1)

$$Q_{výr} = 180,56 \cdot (3396 - 1087) + 152,36 \cdot (3541 - 3065) + 8,744 \cdot (3541 - 691,3)$$

$$Q_{výr} = 514354,2 \text{ kW}_t \doteq 514,4 \text{ MW}_t$$

Tab. 6.1 Hodnoty měrných entalpií vody a páry

		Teplota	Tlak	Měrná entalpie
<b>Přehřátá pára</b>		$t_{pp} = 540\text{ }^{\circ}\text{C}$	$p_{pp} = 17,4\text{ MPa}$	$i_{pp} = 3396\text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
<b>Nízkotlaká pára</b>	<b>vstup</b>	$t_{mp_1} = 337\text{ }^{\circ}\text{C}$	$p_{mp_1} = 3,83\text{ MPa}$	$i_{mp_1} = 3065\text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
	<b>výstup</b>	$t_{mp_2} = 540\text{ }^{\circ}\text{C}$	$p_{mp_2} = 3,63\text{ MPa}$	$i_{mp_2} = 3541\text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
<b>Napájecí voda</b>		$t_{NV} = 250\text{ }^{\circ}\text{C}$	$p_{NV} = 22,1\text{ MPa}$	$i_{NV} = 1087\text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
<b>Vstřík do NT páry</b>		$t_{VS} = 163\text{ }^{\circ}\text{C}$	$p_{VS} = 5,53\text{ MPa}$	$i_{VS} = 691,3\text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

## 6.2 Výpočet množství paliva

### 6.2.1 Skutečné množství paliva přivedeného do kotle

$$M_{pal} = \frac{Q_{výr}}{Q_{i,red} \cdot \eta_k} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (6.2)$$

$$M_{pal} = \frac{514,4}{23873,3 \cdot 0,9271} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$M_{pal} = 23,24 \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$$

Kde:  $Q_{i,red}$  je redukovaná výhřevnost a stanoví se dle rovnice (7.1)

$\eta_k$  je účinnost kotle vypočtená z rovnice (7.18)

### 6.2.2 Výpočtové množství spáleného paliva

$$M_{pv} = M_{pal} \cdot (1 - \xi_c) \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (6.3)$$

$$M_{pv} = 23,24 \cdot (1 - 0,01184) \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$M_{pv} = 22,96 \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$$

Kde:  $\xi_c$  je ztráta mechanickým nedopalem a stanoví se dle vztahu (7.6)

## 7 Výpočet účinnosti

Účinnost kotle se dá stanovit jak přímým způsobem a to jako poměr výrobního tepla (energie předané vodě a páře na zvýšení její entalpie) k příkonu přivedeného do soustavy z vnějšku, tak i nepřímým způsobem. Je aplikována nepřímá metoda, tedy vyjádření tepelných ztrát kotle. Aby mohla být stanovena tepelná účinnost kotle nepřímou metodou, je nutné vypočítat redukovanou výhřevnost dle vztahu (7.1) a tepelné ztráty kotle určené v kapitole 7.2.

### 7.1 Výpočet redukované výhřevnosti

Redukovaná výhřevnost je definována jakou součet měrných tepel (teplo vztažené na 1 kg paliva) vstupujících do soustavy.

$$Q_{i,red} = Q_{i,vyp}^r + i_{pv} + Q_{cz} \quad [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (7.1)$$

Kde:  $i_{pv}$  je fyzické teplo paliva

$Q_{cz}$  je teplo přivedené cizím zdrojem a je vypočteno dle vztahu (7.2)

V případech, kdy palivo není přehříváno cizím zdrojem uvažuje se fyzické teplo jen  
případech, kdy je obsah vody v palivu  $W^r \geq \frac{Q_{i,vyp}^r}{15000 \cdot 4,19} [-]$  [1].

Podmínka nevyhovuje, tudíž fyzické teplo paliva  $i_{pv}$  se zanedbá.

Teplo přivedené cizím zdrojem v tomto případě představuje teplo přidané do nasávaného vzduchu v parním ohříváku, který je topený odběrovou parou z turbíny.

$$Q_{cz} = \beta_{ovz,l'} \cdot \Delta I_{vv,min} \quad [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (7.2)$$

Kde:  $\beta_{ovz,l'}$  je součinitel přebytku vzduchu na vstupu do regenerativního ohříváku vzduchu. Postup určení  $\beta_{ovz,l'}$  je dle bilance v kapitole 8.3

$$\beta_{ovz,l'} = 1,19 [-]$$

$\Delta I_{vv,min}$  je zvýšení entalpie stechiometrického množství vzduchu v parním ohříváku a stanoví se dle rovnice (7.3)

Uvažovány jsou tyto teploty:

$$\text{Teplota vzduchu na vstupu do parního ohříváku vzduchu } t_{vz,l} = 20 [^{\circ}C]$$

Teplota vzduchu na výstupu z parního ohříváku vzduchu  $t_{vz_2} = 65 [^{\circ}C]$

Hodnoty měrných entalpií vzduchu a vodní páry při těchto teplotách jsou uvedeny v tab. 7.1.

$$\Delta I_{VV,\min} = I_{VV,\min}^{t_{vz_2}} - I_{VV,\min}^{t_{vz_1}} \quad [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (7.3)$$

*Entalpie minimálního množství vzduchu při teplotě  $t_{vz_1}$*

$$I_{VV,\min}^{t_{vz_1}} = V_{VS,\min} \cdot i_{VS}^{t_{vz_1}} + V_{VV,H_2O,\min} \cdot i_{H_2O}^{t_{vz_1}} \quad [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (7.4)$$

$$I_{VV,\min}^{t_{vz_1}} = 6,147 \cdot 26,056 + 0,102 \cdot 31,28 \quad [kJ \cdot kg^{-1}]$$

$$I_{VV,\min}^{t_{vz_1}} = 163,36 \quad [kJ \cdot kg^{-1}]$$

*Entalpie minimálního množství vzduchu při teplotě  $t_{vz_2}$*

$$I_{VV,\min}^{t_{vz_2}} = V_{VS,\min} \cdot i_{VS}^{t_{vz_2}} + V_{VV,H_2O,\min} \cdot i_{H_2O}^{t_{vz_2}} \quad [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (7.5)$$

$$I_{VV,\min}^{t_{vz_2}} = 6,147 \cdot 85,76 + 0,102 \cdot 98,57 \quad [kJ \cdot kg^{-1}]$$

$$I_{VV,\min}^{t_{vz_2}} = 537,22 \quad [kJ \cdot kg^{-1}]$$

Změna entalpie stechiometrického množství vzduchu v parním ohříváku dle rovnice (7.3)

$$\Delta I_{VV,\min} = I_{VV,\min}^{t_{vz_2}} - I_{VV,\min}^{t_{vz_1}} \quad [kJ \cdot kg^{-1}]$$

$$\Delta I_{VV,\min} = 537,22 - 163,36 \quad [kJ \cdot kg^{-1}]$$

$$\Delta I_{VV,\min} = 373,86 \quad [kJ \cdot kg^{-1}]$$

Teplo přivedené cizím zdrojem dle rovnice (7.2)

$$Q_{cz} = \beta_{OVZ,l'} \cdot \Delta I_{VV,\min} \quad [kJ \cdot kg^{-1}]$$

$$Q_{cz} = 1,19 \cdot 373,86 \quad [kJ \cdot kg^{-1}]$$

$$Q_{cz} = 444,9 \quad [kJ \cdot kg^{-1}]$$

Redukovaná výhřevnost dle rovnice (7.1)

$$Q_{i,red} = Q_{i,vyp}^r + Q_{cz} \quad [kJ \cdot kg^{-1}]$$

$$Q_{i,red} = 23428 + 444,9 \quad [kJ \cdot kg^{-1}]$$

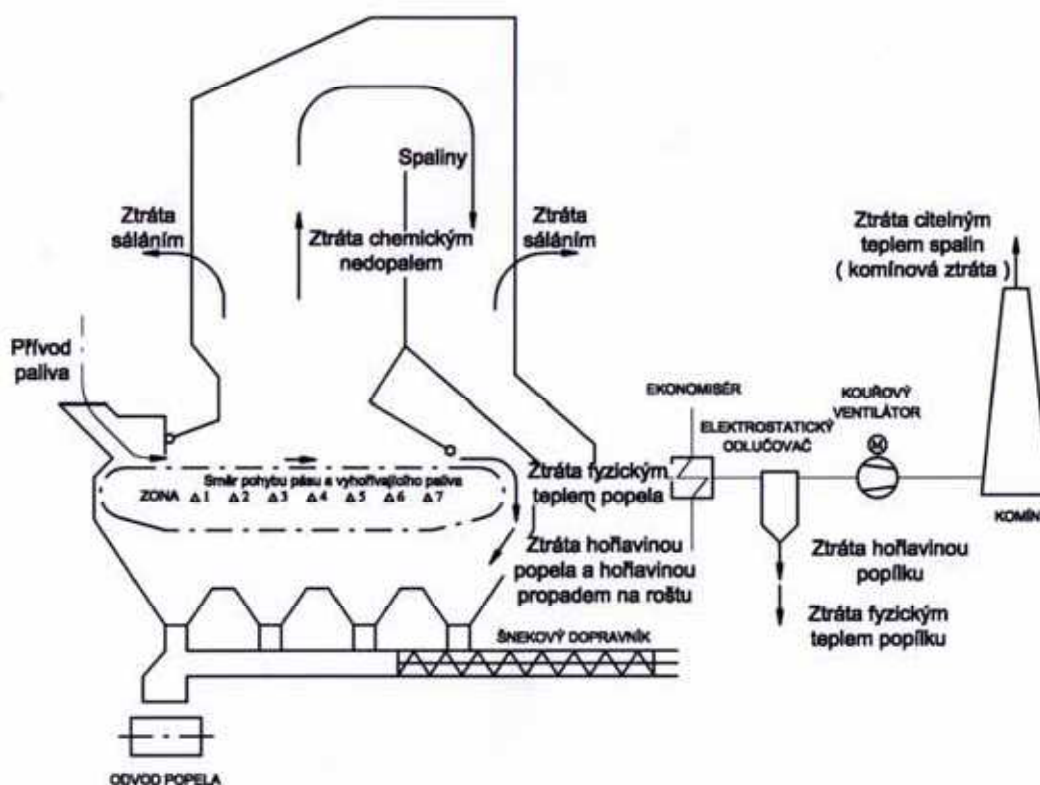
$$Q_{i,red} = 23872,9 \quad [kJ \cdot kg^{-1}]$$

## 7.2 Tepelné ztráty kotle

Při spalování tuhých paliv se obvykle uvažuje pět základních ztrát:

- Ztráta mechanickým nedopalem  $\xi_c$
- Ztráta chemickým nedopalem  $\xi_{co}$
- Ztráta sáláním a vedením tepla do okolí  $\xi_{sv}$
- Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků  $\xi_f$
- Ztráta citelným teplem spalin (komínová)  $\xi_k$

Na následujícím obr. 7.1 jsou schematicky naznačeny tepelné ztráty kotle.



Obr. 7.1 Tepelné ztráty kotle [2]

### 7.2.1 Ztráta mechanickým nedopalem

Představuje ztrátu nespálenou hořavinou v tuhých zbytcích. V mém případě je rovna součtu ztrát hořavinou ve strusce a v popílku a stanoví se dle rovnice (7.6)

$$\xi_c = \left( \frac{C_s}{1-C_s} \cdot X_s \cdot Q_{Cs} + \frac{C_p}{1-C_p} \cdot X_p \cdot Q_{Cp} \right) \cdot \frac{A^r}{Q_{i,red}} \quad [-] \quad (7.6)$$

$$\xi_c = \left( \frac{0,08}{1-0,08} \cdot 0,15 \cdot 32600 + \frac{0,03}{1-0,03} \cdot 0,85 \cdot 32600 \right) \cdot \frac{0,2204}{23872,9} \quad [-]$$

$$\xi_c = 0,01184 \quad [-] \quad tj. \xi_c = 1,184 [\%]$$

Kde:  $C_s$  je nedopal ve strusce,  $C_s = 0,08 [-]$   
 $C_p$  je nedopal v popílku,  $C_p = 0,03 [-]$   
 $X_s$  je podíl popela ve strusce,  $X_s = 0,15 [-]$   
 $X_p$  je podíl popela v popílku,  $X_p = 0,85 [-]$   
 $Q_{Ci}$  - výhřevnost hořlaviny tuhých zbytků, její průměrná hodnota je  
 $Q_{Cs} = Q_{Cpop} = 32\,600 [kJ \cdot kg^{-1}]$  za předpokladu, že spalitelné látky jsou tvořeny převážně uhlíkem.

### 7.2.2 Ztráta chemickým nedopalem

Rovněž ztráta hořlavinou ve spalínách, vyjadřuje teplo ztracené v důsledku přítomnosti nespálených plynů ve spalínách. Vypočítá se z emisního limitu CO [1] dle rovnice (7.7)

$$\xi_{co} = \frac{0,2116 \cdot mgCO \cdot V_{ss,min}}{(21 - O_{2,ref}) \cdot Q_{i,red}} \quad [-] \quad (7.7)$$

$$\xi_{co} = \frac{0,2116 \cdot 250 \cdot 5,981}{(21 - 6) \cdot 23872,9} \quad [-]$$

$$\xi_{co} = 8,835 \cdot 10^{-4} \quad [-] \quad tj. \xi_{co} = 8,835 \cdot 10^{-2} [\%]$$

Kde:  $mgCO$  je emisní limit CO podle tabulky [1],  $mgCO = 250 [mg \cdot m_N^{-3}]$   
 $O_{2,ref}$  je obsah kyslíku pro referenční stav spalín pro spalování uhlí,  
 $O_{2,ref} = 6 [\%]$

### 7.2.3 Ztráta sáláním a vedením tepla do okolí

Tato ztráta zohledňuje množství tepla, které uniká pláštěm kotle do okolí.

$$\xi_{sv} = k_x \cdot Q_{výr}^{-0,35} \cdot 10^{-2} \quad [-] \quad (7.8)$$

$$\xi_{sv} = 2,5 \cdot 514,4^{-0,35} \cdot 10^{-2} \quad [-]$$

$$\xi_{sv} = 0,00281 \quad [-] \quad tj. \xi_{sv} = 0,281 [\%]$$

Kde:  $k_x$  je konstanta pro určení ztráty sáláním a vedením tepla do okolí, pro černé uhlí  $k_x = 2,5$



## 7.2.4 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků

Tato ztráta se skládá ze ztráty ve strusce a popílku.

Pozn. Do ztráty fyzickým teplem nezapočítávám ztrátu v popílku, neboť je citelné teplo popílku v úletu zahrnuto do entalpie spalín a je součástí komínové ztráty.

$$\xi_f = \frac{X_s}{1-C_s} \cdot \frac{A^r}{Q_{i,red}} \cdot c_s \cdot t_{sr} \quad [-] \quad (7.9)$$

Kde:  $t_{sr}$  je teplota strusky,  $t_{sr} = 500 [^{\circ}C]$

$c_s$  je měrná tepelná kapacita strusky, kterou stanovím dle [1] jako:

$$c_s = 0,71 + 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot t_{sr} \left[ kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} \right]$$

$$c_s = 0,71 + 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 500 \left[ kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} \right]$$

$$c_s = 0,96 \left[ kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} \right]$$

Ztrátu fyzickým teplem tuhých zbytků pak vypočtu dle vztahu (7.9)

$$\xi_f = \frac{0,15}{1-0,08} \cdot \frac{0,2204}{23872,9} \cdot 0,96 \cdot 500$$

$$\xi_f = 7,23 \cdot 10^{-4} \quad [-] \quad tj. 0,0723 [\%]$$

## 7.2.5 Ztráta citelným teplem spalín (komínová)

Ztráta komínová představuje teplo odcházející z kotle v kouřových plynech. Jedná se o ztrátu nejvýznamnější, která nejvíce ovlivňuje výslednou účinnost kotle. Její velikost závisí na teplotě spalín a přebytku vzduchu ve spalínách za kotlem. Způsob jejího určování není jednotný a je předmětem dlouholetých diskusí. Podle [1] se komínová ztráta vypočítá ze vztahu (7.10).

$$\xi_k = (1 - \xi_c) \cdot \frac{I_{sp}^{t_k, \alpha_{OVZ,2}} - I_{sp}^{t_{vz}, \alpha_{OVZ,2}}}{Q_{i,red}} \quad [-] \quad (7.10)$$

Kde:  $I_{sp}^{t_k, \alpha_{OVZ,2}}$  je entalpie spalín za kotlem, určená dle vztahu (7.11)

$I_{sp}^{t_{vz}, \alpha_{OVZ,2}}$  je entalpie spalín při teplotě vzduchu v kotelně, stanovená dle vztahu (7.15)

*Entalpie spalín za kotlem o teplotě  $t_k$  a přebytku vzduchu  $\alpha_{OVZ,2}$  se určí z rovnice (7.11)*

$$\begin{aligned}
I_{sp}^{t_k, \alpha_{OVZ,2}} &= I_{sp,min}^{t_k} + (\alpha_{OVZ,2} - 1) \cdot I_{vz,min}^{t_k} \quad [kJ \cdot kg^{-1}] \\
I_{sp}^{139,1,27} &= I_{sp,min}^{139} + (\alpha_{OVZ,2} - 1) \cdot I_{vz,min}^{139} \quad [kJ \cdot kg^{-1}] \\
I_{sp}^{t_k, \alpha_k} &= 1294,66 + (1,27 - 1) \cdot 1155,73 \quad [kJ \cdot kg^{-1}] \\
I_{sp}^{t_k, \alpha_k} &= 1606,71 \quad [kJ \cdot kg^{-1}]
\end{aligned}
\tag{7.11}$$

Kde:  $I_{sp,min}^{t_k}$  je entalpie stechiometrických spalín (pro  $\alpha_{OVZ,2} = 1$ ) při teplotě  $t_k$ , určí se dle rovnice (7.12).

$I_{vz,min}^{t_k}$  je entalpie minimálního množství vzduchu při teplotě  $t_k$ , určí se z rovnice (7.14).

*Entalpie stechiometrických spalín (pro  $\alpha_{OVZ,2} = 1$ ) při teplotě  $t_k = 139 [^{\circ}C]$*

$$\begin{aligned}
I_{sp,min}^{t_k} &= V_{CO_2} \cdot i_{CO_2}^{t_k} + V_{SO_2} \cdot i_{SO_2}^{t_k} + V_{N_2} \cdot i_{N_2}^{t_k} + V_{Ar} \cdot i_{Ar}^{t_k} + V_{H_2O,sp} \cdot i_{H_2O,sp}^{t_k} + \\
&\quad + a_u \cdot A^r \cdot i_{pop}^{t_k} \quad [kJ \cdot kg^{-1}] \\
I_{sp,min}^{t_k} &= 1,118 \cdot 243,125 + 2,526 \cdot 10^{-3} \cdot 270,331 + 4,804 \cdot 180,356 + 0,0566 \cdot 129,313 + \\
&\quad + 0,602 \cdot 210,621 + 0,85 \cdot 0,2204 \cdot 115,344 \quad [kJ \cdot kg^{-1}] \\
I_{sp,min}^{t_k} &= 1294,66 \quad [kJ \cdot kg^{-1}]
\end{aligned}
\tag{7.12}$$

Kde:  $a_u$  je poměrný úlet popílku z ohniště vztažený k celkovému obsahu popela v palivu  $A^r$ ,  $a_u = 0,85 [-]$

$i_i^{t_k}$  je měrná entalpie složek spalín při teplotě  $t$

V tab. 7.1 jsou uvedené měrné entalpie složek spalín. Jejich hodnoty jsou určeny interpolací hodnot odečtených z tab.[1] mezi teplotami  $t_1$  a  $t_2$  podle vztahu (7.13).

$$i_{|0}^t = i_{|0}^{t_1} + \frac{(t - t_1)}{(t_2 - t_1)} \cdot (i_{|0}^{t_2} - i_{|0}^{t_1})
\tag{7.13}$$

Tab. 7.1 Měrné entalpie složek spalín  $i_i' [kJ / m_N^3]$  v závislosti na teplotě  $t [^{\circ}C]$

Složka spalín	Teplota [ $^{\circ}C$ ]						
	0	20	25	65	100	139	200
<b>CO<sub>2</sub></b>	0	33,296	41,62	110,089	170,0	243,125	357,5
<b>SO<sub>2</sub></b>	0	37,448	46,81	124,14	191,2	270,331	394,1
<b>N<sub>2</sub></b>	0	26,024	32,53	84,247	129,5	180,356	259,9
<b>Ar</b>	0	18,656	23,32	60,52	93,07	129,313	186,0
<b>H<sub>2</sub>O</b>	0	31,28	39,10	98,57	150,6	210,621	304,5
<b>suchý vzduch</b>	0	26,056	32,57	85,76	132,3	184,521	266,2
<b>popílek</b>	0	16,16	20,20	52,31	80,4	115,344	170,0

*Entalpie minimálního množství vzduchu při teplotě  $t_k = 139 [^{\circ}C]$*

$$\begin{aligned} I_{vz,min}^{t_k} &= V_{VS,min} \cdot i_{vs}^{t_k} + V_{VV,H_2O,min} \cdot i_{H_2O}^{t_k} \\ I_{vz,min}^{t_k} &= 6,147 \cdot 184,521 + 0,102 \cdot 210,621 \quad [kJ \cdot kg^{-1}] \\ I_{vz,min}^{t_k} &= 1155,73 \quad [kJ \cdot kg^{-1}] \end{aligned} \quad (7.14)$$

*Entalpie spalín při teplotě vzduchu v kotelně  $t_{vz} = 20 [^{\circ}C]$*

$$\begin{aligned} I_{sp}^{t_{vz},\alpha_{OVZ,2}} &= I_{sp,min}^{t_{vz}} + (\alpha_{OVZ,2} - 1) \cdot I_{vz,min}^{t_{vz}} \quad [kJ \cdot kg^{-1}] \\ I_{sp}^{t_{vz},\alpha_{OVZ,2}} &= 185,25 + (1,27 - 1) \cdot 163,36 \quad [kJ \cdot kg^{-1}] \\ I_{sp}^{t_{vz},\alpha_{OVZ,2}} &= 229,36 \quad [kJ \cdot kg^{-1}] \end{aligned} \quad (7.15)$$

Kde:  $I_{sp,min}^{t_{vz}}$  je entalpie stechiometrických spalín (pro  $\alpha_{OVZ,2} = 1$ ) při teplotě  $t_{vz}$ , určí se dle rovnice (7.16)

$I_{vz,min}^{t_{vz}}$  je entalpie minimálního množství vzduchu teplotě  $t_{vz}$ , určí se z rovnice (7.17)

*Entalpie stechiometrických spalín (pro  $\alpha_{OVZ,2} = 1$ ) při teplotě  $t_{vz} = 20 [^{\circ}C]$*

$$\begin{aligned} I_{sp,min}^{t_{vz}} &= V_{CO_2} \cdot i_{CO_2}^{t_{vz}} + V_{SO_2} \cdot i_{SO_2}^{t_{vz}} + V_{N_2} \cdot i_{N_2}^{t_{vz}} + V_{Ar} \cdot i_{Ar}^{t_{vz}} + V_{H_2O,sp} \cdot i_{H_2O,sp}^{t_{vz}} + \\ &\quad + a_u \cdot A^r \cdot i_{pop}^{t_{vz}} \quad [kJ \cdot kg^{-1}] \\ I_{sp,min}^{t_{vz}} &= 1,118 \cdot 33,296 + 2,526 \cdot 10^{-3} \cdot 37,448 + 4,804 \cdot 26,024 + 0,0566 \cdot 18,656 + \\ &\quad + 0,602 \cdot 31,28 + 0,85 \cdot 0,2204 \cdot 16,16 \quad [kJ \cdot kg^{-1}] \\ I_{sp,min}^{t_{vz}} &= 185,25 \quad [kJ \cdot kg^{-1}] \end{aligned} \quad (7.16)$$

*Entalpie minimálního množství vzduchu při teplotě  $t_{vz} = 20 [^{\circ}C]$*

$$\begin{aligned} I_{vz,min}^{t_{vz}} &= V_{VS,min} \cdot i_{vs}^{t_{vz}} + V_{VV,H_2O,min} \cdot i_{H_2O}^{t_{vz}} \quad [kJ \cdot kg^{-1}] \\ I_{vz,min}^{t_{vz}} &= 6,147 \cdot 26,056 + 0,102 \cdot 31,28 \quad [kJ \cdot kg^{-1}] \\ I_{vz,min}^{t_{vz}} &= 163,36 \quad [kJ \cdot kg^{-1}] \end{aligned} \quad (7.17)$$

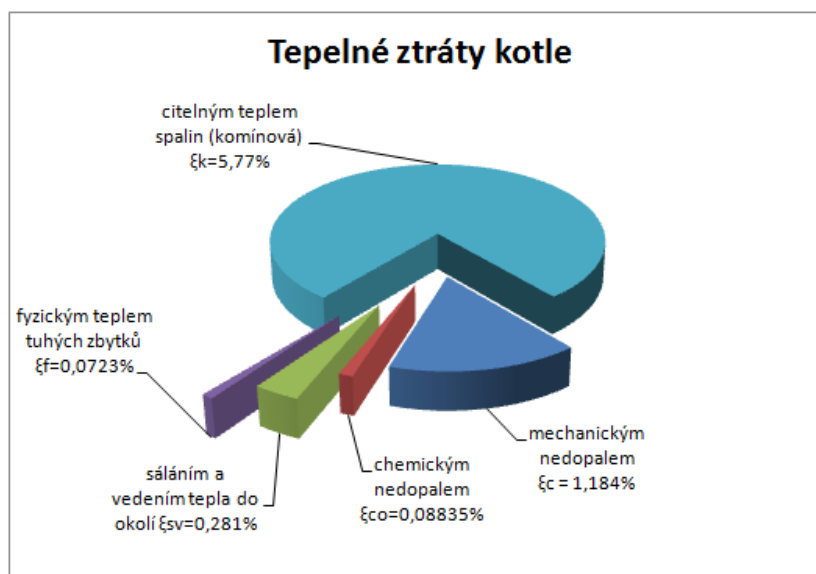
Ztráta citelným teplem spalin (komínová) dle vztahu (7.10)

$$\xi_k = (1 - \xi_c) \cdot \frac{I_{sp}^{t_k, \alpha_{OVZ,2}} - I_{sp}^{t_{vz}, \alpha_{OVZ,2}}}{Q_{i,red}} \quad [-]$$

$$\xi_k = (1 - 0,01187) \cdot \frac{1606,71 - 229,36}{23872,9} \quad [-]$$

$$\xi_k = 0,0577 \quad [-] \quad tj. \xi_k = 5,77 [\%]$$

Graf 1 Tepelné tráty



### 7.3 Účinnost kotle

Stanovení účinnosti nepřímým způsobem dle vztahu (7.18)

$$\eta_k = 1 - \xi_{kotlecelk} \quad [-] \quad (7.18)$$

$$\eta_k = 1 - 0,074 \quad [-]$$

$$\eta_k = 0,926 \quad [-] \quad tj. \eta_k = 92,6 \%$$

Kde:  $\xi_{kotlecelk} [-]$  je celková tepelná ztráta kotle, stanoví se dle vzorce (7.19)

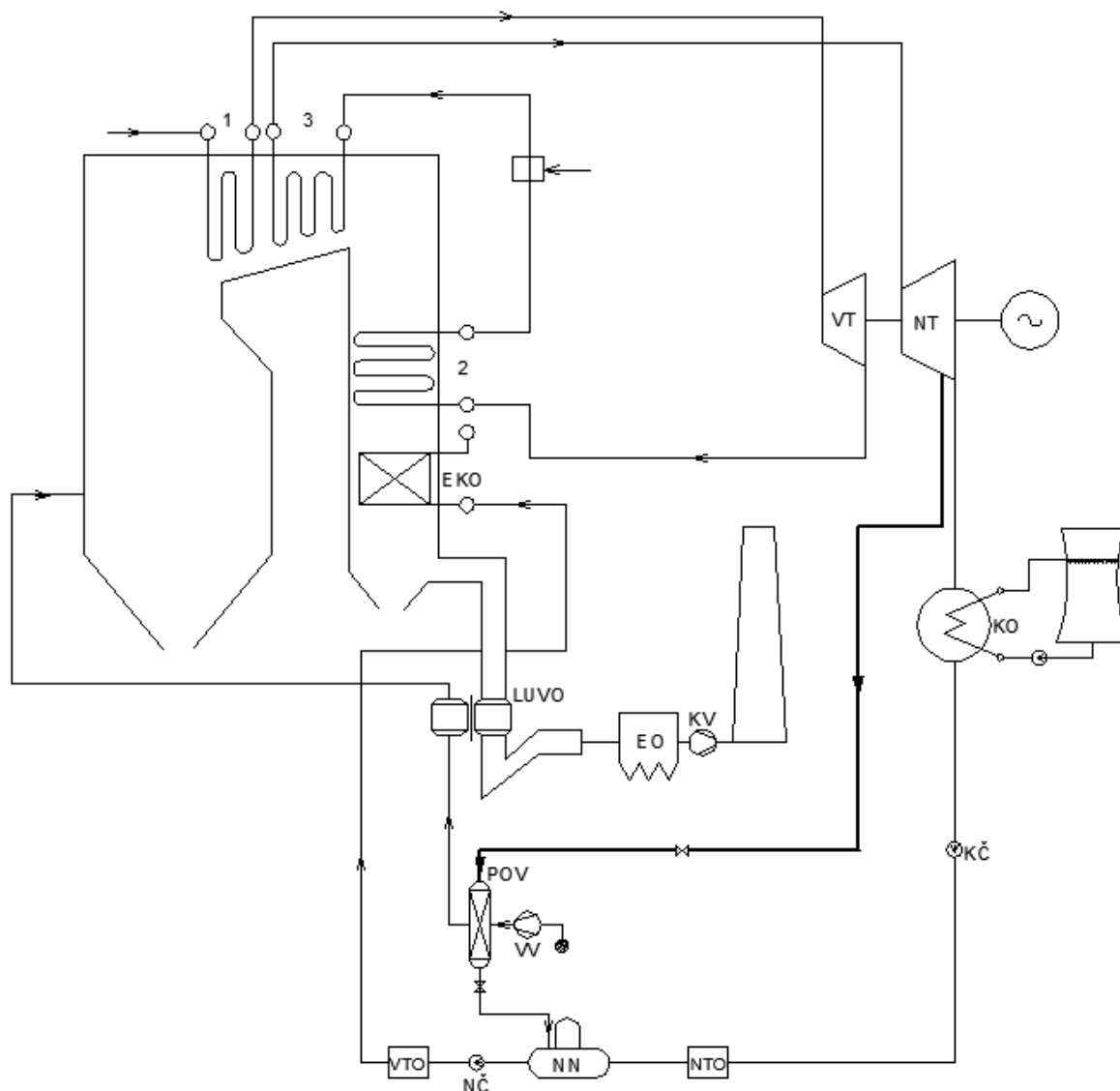
$$\xi_{kotle,celk} = \xi_c + \xi_{co} + \xi_{sv} + \xi_f + \xi_k \quad [-] \quad (7.19)$$

$$\xi_{kotlecelk} = 0,01184 + 8,835 \cdot 10^{-4} + 2,81 \cdot 10^{-3} + 7,23 \cdot 10^{-4} + 0,0577 \quad [-]$$

$$\xi_{kotlecelk} = 0,074 \quad [-] \quad tj. 7,4 [\%]$$

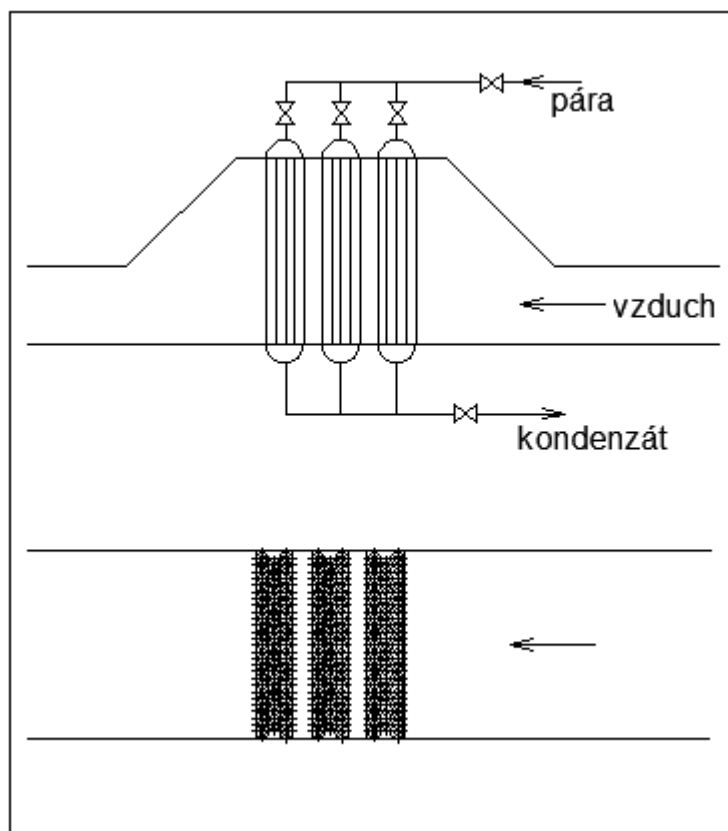
## 8 Schéma předehřevu vzduchu parou

U předehřevu vzduchu parou se používají dva způsoby. V některých případech se používá jako zdroj pro předehřev vzduchu tzv. spalínová odparka. Nejčastěji se používá cizí pára, např. odběrová pára z turbíny, viz schéma na obr. 8.1 a na obr. 8.2. Obvykle se veškerý spalovací vzduch předehřívá ve výměníku z žebrovaných trubek. Pára uvnitř kondenzuje a kondenzát se vrací zpět do parního oběhu teplárny nebo elektrárny.



Obr. 8.1 Schéma předehřevu vzduchu parou

VT – vysokotlaký díl turbíny, NT – nízkotlaký díl turbíny, EKO – ohřívák vody, KO – kondenzátor, LUVO – ohřívák vzduchu, EO – elektrostatický odlučovač, KV – kouřový ventilátor, POV – parní ohřívák vzduchu, VV – vzduchový ventilátor, NN – napájecí nádrž, NTO – nízkotlaký ohřívák, VTO – vysokotlaký ohřívák, NČ – napájecí čerpadlo, KČ – kondenzátní čerpadlo, 1 – VT přehřívák, 2,3 – vstupní a výstupní díl přehříváku (NT pára)



Obr. 8.2 Schéma parního ohřevu vzduchu

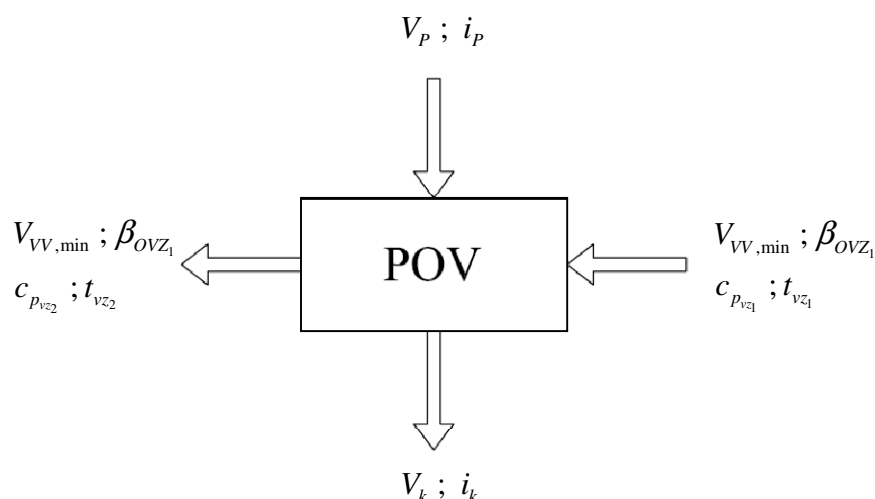
## 9 Tepelná bilance přehřevu a potřebné množství páry

### 9.1 Tepelná bilance přehřevu

Při sestavování tepelné bilance parního ohříváku vzduchu se vychází z teoretického předpokladu, že při zanedbání ztrát do okolí se teplo předané parou ve výměníku rovná teplu přidanému do vzduchu, tedy:

$$Q_p = Q_{VZ} = Q_{POV}$$

Vzduch vstupující do POV má teplotu  $t_{vz1} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$  a bude se ohřívat na teplotu  $t_{vz2} = 65\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Pro zjednodušení se ohřátí vzduchu ve vzduchovém ventilátoru zanedbá.



Obr. 9.1 Tepelná bilance přehřevu

$$\begin{aligned} Q_{POV} &= V_{VV,\min} \cdot \beta_{OVZ1} \cdot c_{p,vz,stf} \cdot (t_{vz2} - t_{vz1}) \cdot M_{pv} \quad [kW] \\ Q_{POV} &= 6,249 \cdot 1,19 \cdot 1,2983 \cdot (65 - 20) \cdot 22,96 \quad [kW] \\ Q_{POV} &= 9\,975 [kW] \end{aligned} \quad (9.1)$$

Kde:  $c_{p,vz,stf}$  je měrná tepelná kapacita vzduchu při stálém tlaku a teploty na vstupu a výstupu a určí se dle vztahu (9.2) a to pomocí interpolací známých měrných tepelných kapacit vzduchu pro teploty  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  a  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

$\beta_{OVZ,1}$  je přebytek vzduchu před LUVEM stanovený dle bilance v kapitole 8.3

$$c_{p,vz_{stf}} = \frac{c_{p,vz_1} + c_{p,vz_2}}{2} \quad [kJ \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}] \quad (9.2)$$

$$c_{p,vz_{stf}} = \frac{1,2976 + 1,29895}{2} = 1,2983 \quad [kJ \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}]$$

Kde:  $c_{p,vz_1}$  je měrná tepelná kapacita vzduchu při teplotě  $t_{vz_1} = 20 [^{\circ}C]$  na vstupu do POV a je stanovena dle vztahu (9.3) pomocí interpolací známých měrných tepelných kapacit vzduchu pro teploty  $0^{\circ}C$  a  $100^{\circ}C$ .

$c_{p,vz_2}$  je měrná tepelná kapacita vzduchu při teplotě  $t_{vz_2} = 65 [^{\circ}C]$  na výstupu z POV a je stanovena dle vztahu (9.4) pomocí interpolací známých měrných tepelných kapacit vzduchu pro teploty  $0^{\circ}C$  a  $100^{\circ}C$ .

$$\text{Při } 0 [^{\circ}C] \rightarrow c_{p_1} = 1,297 [kJ \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}]$$

$$\text{Při } 100 [^{\circ}C] \rightarrow c_{p_2} = 1,3 [kJ \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}]$$

$$c_{p,vz_1} = 1,297 + \frac{20}{100} \cdot (1,3 - 1,297) = 1,2976 \quad [kJ \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}] \quad (9.3)$$

$$c_{p,vz_2} = 1,297 + \frac{65}{100} \cdot (1,3 - 1,297) = 1,29895 \quad [kJ \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}] \quad (9.4)$$

## 9.2 Potřebné množství páry

Potřebné množství páry pro přehřev vzduchu pomocí parního ohříváku vzduchu o výkonu  $Q_{POV}$ , je vypočteno z rovnice (9.5). Využitá entalpie páry na POV pro tlak páry  $p_o = 0,8 [MPa]$ , je stanovena dle rovnice (9.6).

$$Q_{POV} = m_o \cdot \Delta i_p [W] \quad (9.5)$$

Kde:  $m_o [kg \cdot s^{-1}]$  je množství odebrané páry pro ohřev vzduchu v POV

$\Delta i_p [kJ \cdot kg^{-1}]$  je využitá entalpie odběrové páry na do POV a stanoví se dle vztahu (9.6)

$$\Delta i_p = i_o - i_k [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (9.6)$$

$$\Delta i_p = 3113 - 720,9 = 2392,1 [kJ \cdot kg^{-1}]$$

Kde:  $i_o$  je entalpie odběrové páry na vstupu do POV, zjištěna z i-s diagramu na

obr 11.2,  $i_o = 3113 [kJ / kg]$

$i_k$  je entalpie syté kapaliny na výstupu z POV,  $i_k = 720,9 [kJ / kg]$

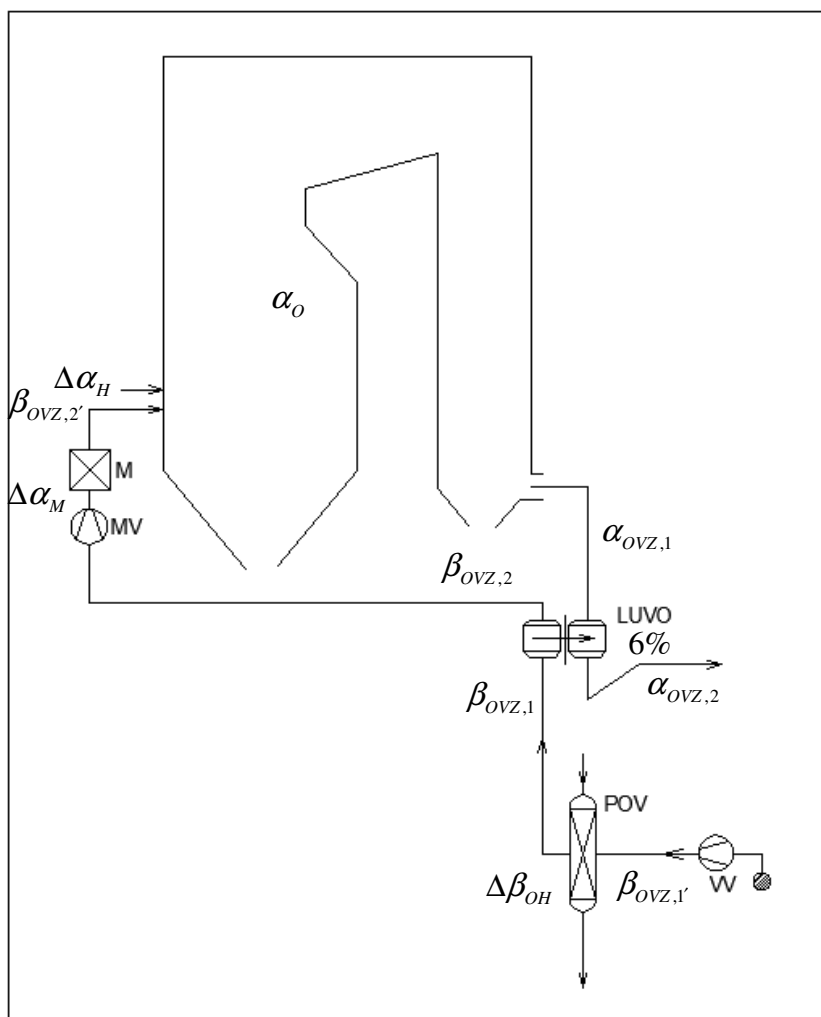


Z rovnice (9.5) je vyjádřeno množství páry:

$$m_o = \frac{Q_{POV}}{\Delta i_p} = \frac{9975}{2392,1} \text{ [kg / s]} \quad (9.7)$$

$$m_o = 4,2 \text{ [kg / s]}$$

### 9.3 Bilance toků vzduchu a spalín ve vzduchovém a spalínovém traktu



Obr. 9.2 Toky vzduchu a spalín

LUVO – ohřívák vzduchu, POV – parní ohřívák vzduchu, VV- vzduchový ventilátor, M – mlýn, MV – mlýnský ventilátor

$\alpha_o$  - přebytek vzduchu v ohništi,  $\alpha_o = 1,18 [-]$

$\Delta\alpha_H$  - falešný přísátý vzduch v ohništi,  $\Delta\alpha_H = 0,05 [-]$

$\Delta\alpha_M$  - vzduch přísátý netěsnostmi v mlýnu,  $\Delta\alpha_M = 0 [-]$

$\alpha_{OVZ,1}$  - přebytek vzduchu ve spalínách před LUVO,  $\alpha_{OVZ,1} = 1,21 [-]$

$$\alpha_{OVZ,1} = \alpha_{OVZ,2} - 6\% = 1,27 - 0,06$$

$$\alpha_{OVZ,1} = 1,21$$

$\alpha_{OVZ,2}$  - přebytek vzduchu ve spalínách za kotlem (za LUVO)  $\alpha_{OVZ,1} = 1,27$

$\Delta\beta_{OH}$  - vzduch přísátý netěsnostmi v ohřívači vzduchu,  $\Delta\beta_{OH} = 0$

$\beta_{OVZ,1}$  - přebytek vzduchu před LUVO,  $\beta_{OVZ,1} = 1,19$

$$\beta_{OVZ,1} = \beta_{OVZ,2} + 6\% = 1,13 + 0,06$$

$$\beta_{OVZ,1} = 1,19$$

$\beta_{OVZ,2}$  - přebytek vzduchu za LUVO,  $\beta_{OVZ,2} = 1,13$

$\beta_{OVZ,1'}$  - přebytek vzduchu před POV,  $\beta_{OVZ,1'} = 1,19$

$\beta_{OVZ,2'}$  - přebytek vzduchu na hořácích (vstup do kotle),  $\beta_{OVZ,2'} = 1,13$

$$\beta_{OVZ,2'} = \alpha_O - \alpha_H = 1,18 - 0,05$$

$$\beta_{OVZ,2'} = 1,13$$

## 10 Návrh regulace teploty spalin s výměníkem topeným párou

Záměrem regulace je udržovat teplotu spalin za kotlem  $t_k$  o potřebnou hodnotu vyšší než rosný bod spalin  $t_{RB}$  (ochrana partie za kotlem) a zároveň teplotu stěny poslední teplosměnné plochy, v tomto případě regeneračního ohříváku vzduchu, na žádané hodnotě, která je vyšší nebo rovna teplotě rosného bodu ( $t_k \geq t_{RB}$ ).

Regulace teploty spalin za kotlem se provádí zvýšením teploty studeného vzduchu, a to předeřevem nízkotlakou párou v parním ohříváku vzduchu (POV), který je umístěn ve vzduchovém kanálu před ohřívákem vzduchu a je realizován jako kondenzační.

Existuje dvojí provedení:

- a) Vzniklý kondenzát se z výměníku průběžně odvádí a regulace se provádí změnou parametrů vstupní páry, především tlaku páry, případně vypínáním sekci výměníku.
- b) POV může být částečně zaplněn kondenzátem, regulace se uskutečňuje změnou výšky hladiny kondenzátu v POV a tím se mění velikost teplosměnné plochy POV.

Nejprve je uvažována možnost a).

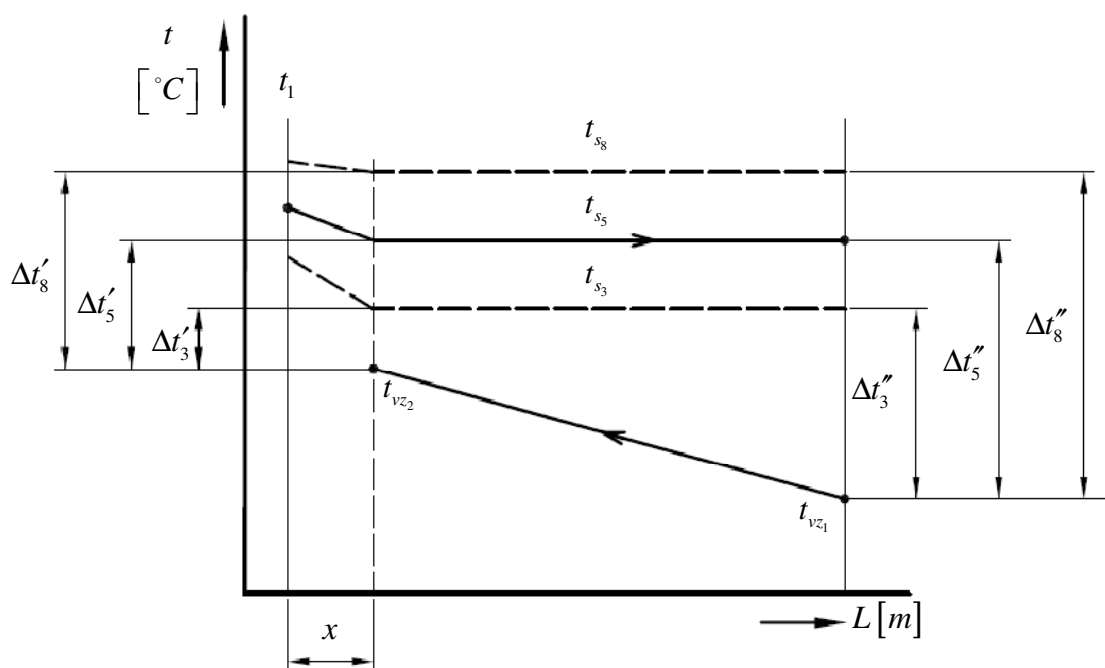
Regulace změnou tlaku je znázorněna na obr. 10.1. Akčním orgánem je regulační ventil (RV) v přívodu topné páry. Regulátor nastavuje tlak  $p_1$  páry v POV podle větší hodnoty (výběr MAX) z regulační odchylky teploty stěny nebo rozdílu tlaku  $p_{ov}$  od minimální hodnoty  $p_{ov\min}$ . Tlak  $p_{ov\min}$  je tlak potřebný pro odvod vzniklého kondenzátu. Jinak řečeno, regulátor reguluje teplotu stěny, ale pokud se při regulaci sníží tlak na hodnotu, při které by již nebyl zajištěn odvod vzniklého kondenzátu, tak regulace zajišťuje tlak pro odvod kondenzátu.



Při této regulaci je uvažováno se změnou tlaku v rozsahu od 0,3 do 0,8 MPa. Jednotlivé změny teplot v závislosti na tlaku, jsou určeny v programu EES a uvedené do tabulky 10.1. Změny středního logaritmického teplotního spádu jsou vypočteny v rovnicích 10.1 až 10.3 a zobrazeny v obr. 10.2.

Tab. 10.1 Jednotlivé teploty při změně tlaku

Tlak za RV $p_1 [MPa]$	Teplota při $i_p$ $t_1 [^{\circ}C]$	Teplota sytosti $t_s [^{\circ}C]$
<b>0,8</b>	170	170,4
<b>0,7</b>	167	164,9
<b>0,6</b>	163,7	158,8
<b>0,5</b>	160,3	151,8
<b>0,4</b>	156,8	143,6
<b>0,3</b>	153,2	133,5



Obr. 10.2 Průběh teplot

Vzdálenost „x“ – srážec přehřátí na obr. 10.2 je při výpočtu zanedbán.

Výpočet středního logaritmického teplotního spádu pro tlaky:

1)  $p = 0,8 MPa$

$$\Delta t_8 = \frac{\Delta t_8'' - \Delta t_8'}{\ln \frac{\Delta t_8''}{\Delta t_8'}} = \frac{150 - 105}{\ln \frac{150}{105}} = 126,2 [^{\circ}C] \quad (10.1)$$

Kde:  $\Delta t_8''$  a  $\Delta t_8'$  jsou krajní teplotní spády na začátku a konci výměníku při tlaku  $p = 0,8 \text{ [MPa]}$ .

$$\begin{aligned}\Delta t_8'' &= t_{s_8} - t_{vz_1} = 170 - 20 = 150 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ \Delta t_8' &= t_{s_8} - t_{vz_2} = 170 - 65 = 105 \text{ [}^\circ\text{C]}\end{aligned}$$

2)  $p = 0,5 \text{ MPa}$

$$\Delta t_5 = \frac{\Delta t_5'' - \Delta t_5'}{\ln \frac{\Delta t_5''}{\Delta t_5'}} = \frac{131,8 - 86,8}{\ln \frac{131,8}{86,8}} = 107,7 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (10.2)$$

Kde:  $\Delta t_5''$  a  $\Delta t_5'$  jsou krajní teplotní spády na začátku a konci výměníku při tlaku  $p = 0,5 \text{ [MPa]}$ .

$$\begin{aligned}\Delta t_5'' &= t_{s_5} - t_{vz_1} = 151,8 - 20 = 131,8 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ \Delta t_5' &= t_{s_5} - t_{vz_1} = 151,8 - 65 = 86,8 \text{ [}^\circ\text{C]}\end{aligned}$$

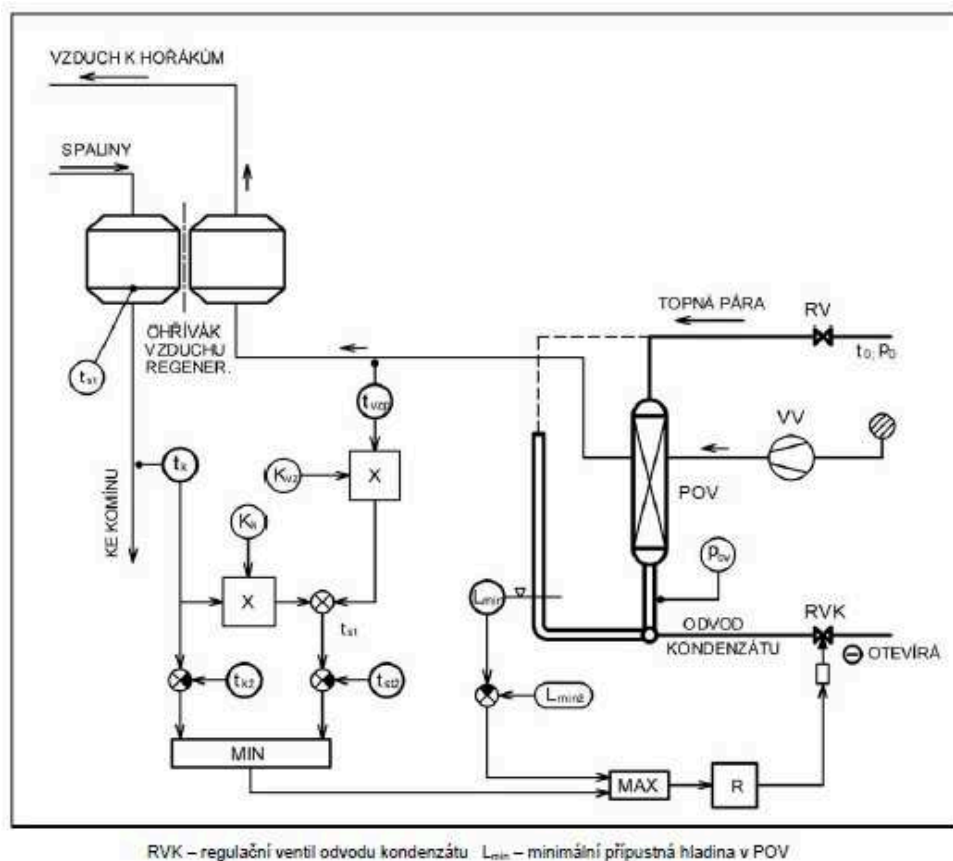
3)  $p = 0,3 \text{ MPa}$

$$\Delta t_3 = \frac{\Delta t_3'' - \Delta t_3'}{\ln \frac{\Delta t_3''}{\Delta t_3'}} = \frac{113,5 - 68,5}{\ln \frac{113,5}{68,5}} = 89,1 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (10.3)$$

Kde:  $\Delta t_3''$  a  $\Delta t_3'$  jsou krajní teplotní spády na začátku a konci výměníku při tlaku  $p = 0,3 \text{ [MPa]}$ .

$$\begin{aligned}\Delta t_3'' &= t_{s_3} - t_{vz_2} = 133,5 - 20 = 113,5 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ \Delta t_3' &= t_{s_3} - t_{vz_1} = 133,5 - 65 = 68,5 \text{ [}^\circ\text{C]}\end{aligned}$$

Se změnou středního logaritmického spádu se mění tepelný výkon POV ( $Q_{POV} = k \cdot S \cdot \Delta t_{stř}$ ). Zvýšením tlaku na 0,8 MPa se logaritmický teplotní spád zvětší o 17% a při snížení tlaku na 0,3 MPa se logaritmický teplotní spád zmenší o 17 %. Regulaci změnou tlaku se dá výkon regulovat pouze v rozsahu  $\pm 17 \%$ . Z důvodu malého rozsahu je zvolena regulace změnou výšky hladiny kondenzátu v POV, tedy možnost b), kde je maximální rozsah  $0 \div 100 \%$ . Regulace změnou výšky hladiny kondenzátu v POV je na obr. 10.3.

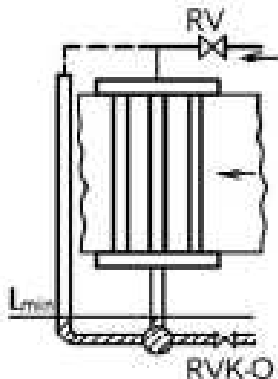


Obr. 10.3 Optimální regulace teploty spalin odvodem kondenzátu z POV [5]

Parní ohřívák vzduchu (POV) je umístěn, jak je výše zmíněno před spalinovým ohřívákem vzduchu, ale jeho konstrukce musí umožnit spolehlivý provoz jak při jeho zaplavení kondenzátem tak i při kondenzačním režimu. Akčním orgánem regulace je regulační ventil RVK odvodu kondenzátu, regulační ventil RV je umístěn v přívodu topné páry a slouží k nastavení vhodného provozního tlaku, např. při změně provozních podmínek (změna teploty napájecí vody, změna paliva, apod.). Aby tlak  $p_{ov}$  v POV neklesl pod nastavenou minimální hodnotu potřebnou pro spolehlivý odvod je ruční dálkové ovládání RV kontrolováno (blokady, ochrany). Na základě výběru větší regulační odchylky (výběr MAX) mezi minimální hladinou  $L_{MIN}$  kondenzátu a výběrem MIN, řídí regulátor R odpouštění kondenzátu z POV. Přičemž výběrem MIN se myslí menší z regulačních odchylek teploty stěny  $t_{st}$  ohříváku a teploty  $t_k$  spalin za kotlem. Teplota stěny ohříváku vzduchu se stanoví výpočtem z měřené teploty vzduchu  $t_{vzp}$  před ohřívákem vzduchu a z měřené teploty spalin za kotlem. Žádaná hodnota minimální hladiny  $L_{MINz}$  se volí tak, aby nedošlo ke ztrátě topné páry profukem, např. do expandéru kondenzátu.

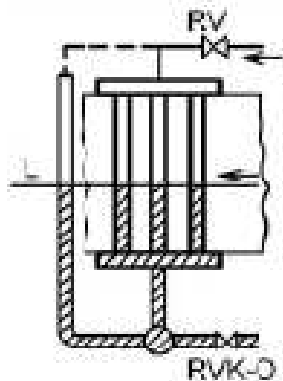
### **Možné provozní stavy parního ohříváku vzduchu (POV)**

- a) Stav při maximálním výkonu POV, obr 10.4
- Zde je využita celá teplosměnná plocha ke kondenzaci, regulační ventil RVK, udržuje minimální hladinu kondenzátu.



Obr. 10.4 Stav při max. výkonu POV [5]

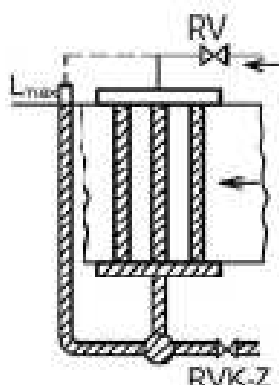
- b) Stav při nižším výkonu POV, obr 10.5
- Regulační ventil RVK je v odpovídající otevřené poloze pro dodržení předepsané teploty stěny, přičemž část teplosměnné plochy je zahlcena kondenzátem, plocha využitelná ke kondenzaci je menší.



Obr. 10.5 Stav při nižším výkonu POV [5]

- c) Stav při odstaveném POV, obr 10.6
- Regulační ventil RVK, se uzavře, tím se POV celý zaplní kondenzátem a jeho teplota postupně klesne na teplotu vzduchu.

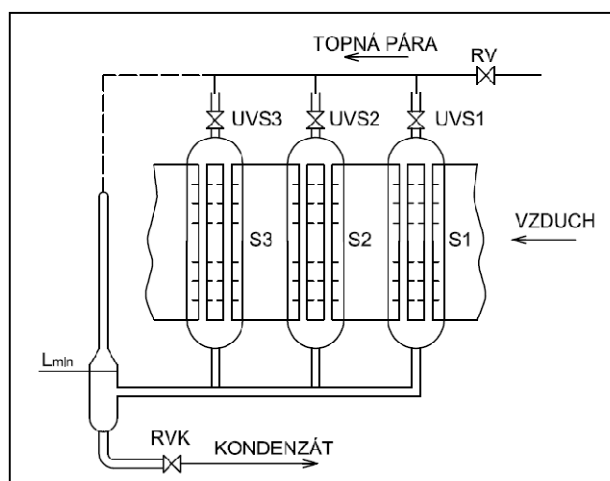




Obr. 10.6 Stav při odstaveném POV [5]

Tak například, při větším tepelném výkonu POV než je nezbytný se zmenší velikost kondenzační plochy POV a množství zkondenzované páry tak, že se množství odváděného kondenzátu zmenší, tudíž se část trubek teplosměnné plochy POV zahltí vzniklým přebytkem tvořícího se kondenzátu. Regulovanou veličinou může být teplota stěny spalínového ohříváku vzduchu nebo teplota spalín za kotlem. Výhodou této regulace je maximální regulační rozsah  $0 \div 100\%$ .

V případě že výkon POV bude příliš velký, takže by se trvale hladina udržovala vysoko, aplikuje se uvedená metoda regulace s odstavením jedné či dvou sekcí POV. Situace je zobrazena na obr 10.7. POV je proveden za tří sekcí (S1, S2 a S3), které na straně vzduchu jsou řazeny za sebou a na straně topné páry paralelně. Každá sekce má svůj uzavírací ventil UVS1, UVS2 a UVS3, ventily se mohou ovládat dálkově ručně nebo automaticky. Např. pokud požadovaný výkon POV klesne natolik, že kondenzát v ustáleném stavu zaplňuje např. 70 % spodní části POV, lze odstavit např. uzavíracím ventilem UVS1, první sekci (S1) a potřebný výkon ohříváku zajistí druhá a třetí sekce (S2 a S3).



Obr. 10.7 Vypínání sekcí POV

Nevýhodou POV je, že při regulaci zatopením části POV je ve vzduchovém kanálu za POV vzduch s rozdílnou teplotou po výšce kanálu. V horní části, kde dochází ke kondenzaci, je teplota vzduchu vyšší než v dolní zatopené části. Takže teplotní pole před vstupem do spalínového ohříváku je nehomogenní.

Před vstupem vzduchu do spalínového ohříváku vzduchu se musí zajistit stejná teplota vzduchu v celém průřezu. Vhodným řešením by bylo umístit POV do dlouhého kanálu, ve kterém by došlo k vyrovnání teplot a u krátkých kanálů nezbývá jiná možnost než realizovat matematický model teplotního pole proudu např. v programu Fluent a dle výsledků navrhnout vhodnou vestavbu do kolena vzduchového kanálu. Promísením vzduchu před vstupem do spalínového ohříváku by byla zajištěna homogenita teplotního pole v celém vstupním průřezu.

Při delší odstávce kotle v zimním období se musí u POV zajistit ochrana proti zamrznutí- musí se bezpečně odvodnit a vysušit (koroze) ještě při vyšší teplotě nebo se musí zajistit temperace cizí parou.

Kontrolovat se musí i rychlost vypouštění kondenzátu - při velké rychlosti může dojít k prudkému poklesu tlaku a následnému odpařování kondenzátu doprovázenému rázy v systému.

## 11 Analýza dopadu přehřevu na výkon turbíny

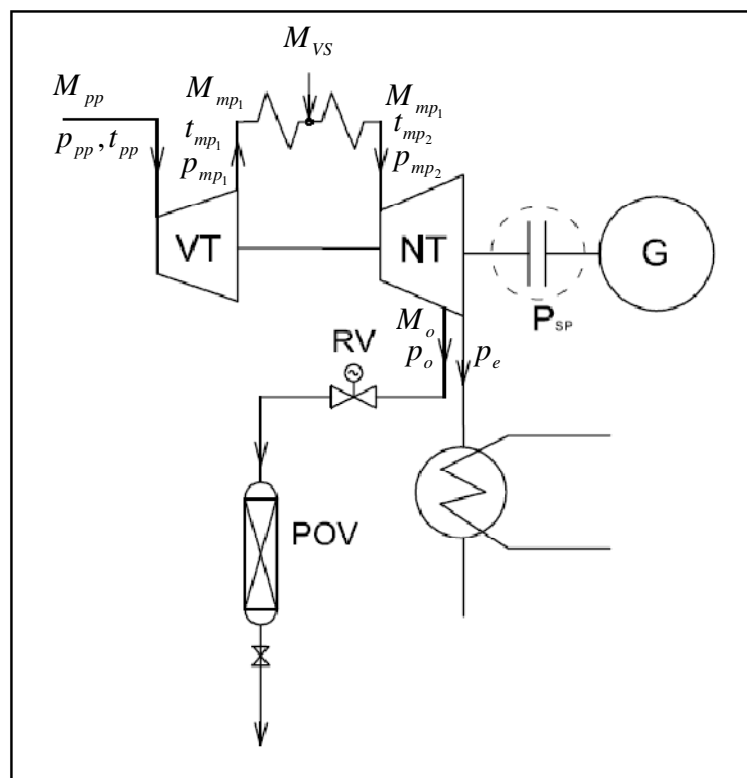
Parní turbíny jsou proudové motory, ve kterých se energie pracovní látky – páry mění kontinuálně na energii mechanickou. Při průtoku množství páry  $m_p [kg \cdot s^{-1}]$  se vykoná při izoentropickém spádu  $h_o$  teoretická práce za sekundu, čili výkon:  $P_o = m_p \cdot h_o [W]$  a vnitřní výkon:  $P_i = m_p \cdot h_i [W]$ .

Pro rozbor dopadu přehřevu na výkon turbíny, je porovnáván výkon na spojce pro NT díl turbíny a celou turbínu (NT díl + VT díl) a to při odběru páry pro přehřev vzduchu a bez odběru páry. Výkon na spojce se dostane odečtením výkonu  $P_m$  pro krytí mechanických ztrát (tření v ložiscích, ventilace spojky, atd.) od vnitřního výkonu  $P_i$ , takže  $P_{sp} = P_i - P_m [W]$ , nebo vynásobením vnitřního výkonu mechanickou účinností  $P_{sp} = P_i \cdot \eta_m [W]$ .

Jelikož se výkony na spojce budou porovnávat, tak je zanedbána mechanická účinnost  $\eta_m$ , která bude konstantní, a na změnu výkonu nebude mít vliv.

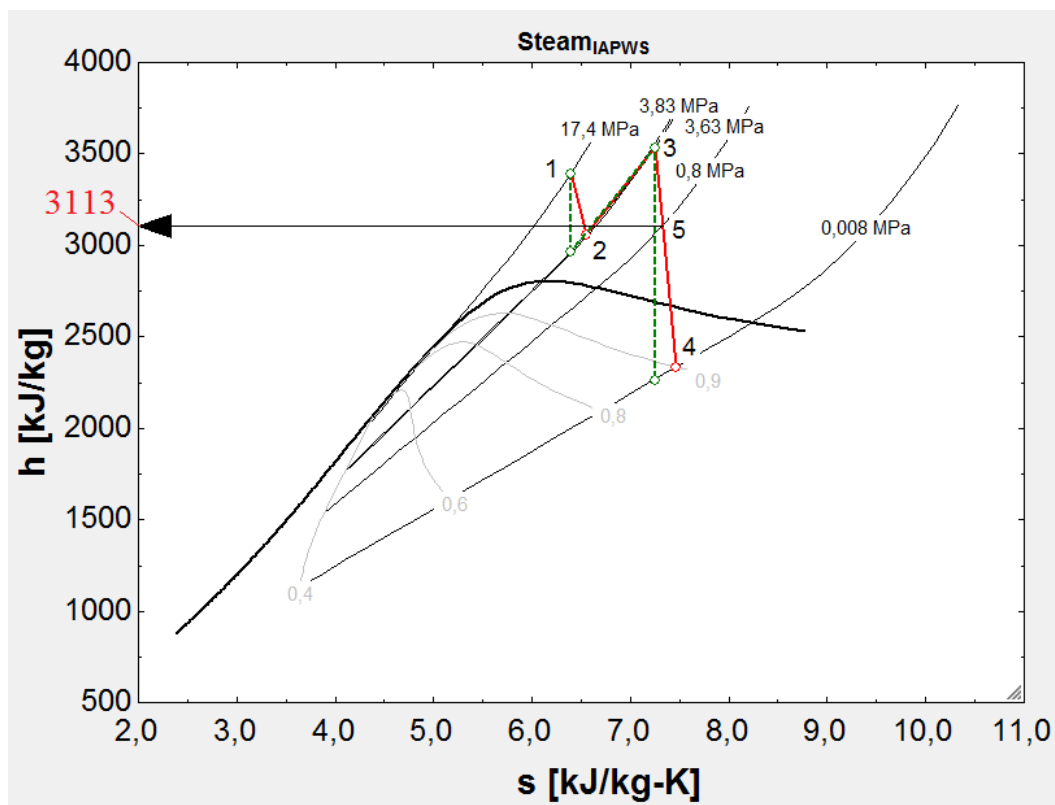
Hlavní parametry parní turbíny:

- tlak a teplota páry na vstupu do VT dílu  $p_{pp} = 3,63 MPa; \quad t_{pp} = 540 ^\circ C$
- tlak a teplota páry na výstupu z VT dílu  $p_{mp_1} = 3,63 MPa; \quad t_{mp_1} = 540 ^\circ C$
- tlak a teplota páry na vstupu do NT dílu  $p_{mp_2} = 3,63 MPa; \quad t_{mp_2} = 540 ^\circ C$
- tlak a suchost páry na výstupu z NT dílu  $p_e = 8 kPa; \quad x = 0,9$
- množství páry vstupující do VT dílu  $M_{pp} = 180,56 kg \cdot s^{-1}$
- množství páry vstupující do VT dílu  $M_{mp_2} = 161,104 kg \cdot s^{-1}$
- $M_{mp_2} = M_{mp_1} + M_{vs} = 152,36 + 8,744 = 161,104 [kg \cdot s^{-1}]$
- tlak odběrové páry  $p_o = 0,8 MPa$
- množství odběrové páry  $M_o = 4,2 kg \cdot s^{-1}$



Obr. 11.1 Schéma turbíny s odběrem a přehříváním páry

Na obr. 11.2 je průběh expanze v turbíně, která končí v mokré páře, jejíž suchost je  $x=0,9$ . Entalpie páry na vstupech VT, NT dílu a výstupu NT dílu jsou určeny v programu EES. Entalpie páry v místě odběru byla získána zakreslením expanzní křivky do  $i$ - $s$  diagramu, v průsečících této čáry se zadaným tlakem odběru viz obr. 11.2. Jednotlivé entalpie jsou uvedeny v tabulce 11.1 a určeny v programu EES.



Obr. 11.2 Expanzní křivka v i-s diagramu

Popis jednotlivých bodů v i-s diagramu na obr. 11.2:

- 1 - stav vstupní páry do VT dílu turbíny
- 2 - stav výstupní páry z VT dílu turbíny
- 3 - stav vstupní páry do NT dílu turbíny
- 4 - stav výstupní páry z NT dílu turbíny
- 5 - stav páry při odběru

Tab. 11.1 Entalpie páry

Vstupní pára do VT dílu	$i_{pp} = 3396 \left[ \text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \right]$
Výstupní pára z VT dílu	$i_{mp_1} = 3065 \left[ \text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \right]$
Vstupní pára do NT dílu	$i_{mp_2} = 3541 \left[ \text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \right]$
Výstupní pára z NT dílu	$i_e = 2336 \left[ \text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \right]$
Odběrová pára	$i_o = 3113 \left[ \text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \right]$

Pro výkon NT dílu turbíny bez odběru platí výkon na spojce:

$$P_{sp,NT} = M_{mp_2} \cdot (i_{mp_2} - i_e) \text{ [kW]} \quad (11.1)$$

$$P_{sp,NT} = 161,104 \cdot (3541 - 2336) \text{ [kW]}$$

$$P_{sp,NT} = 194130,3 \text{ [W]} = 194,13 \text{ [MW]}$$

V případě NT dílu turbíny s regulovaným odběrem páry se průtok páry turbínou mění během expanze, a proto pro výkon turbíny na spojce platí:

$$P_{sp,NT_o} = M_{mp_2} \cdot (i_{mp_2} - i_e) - M_o \cdot (i_o - i_e) \text{ [W]} \quad (11.2)$$

$$P_{sp_2} = 161,104 \cdot (3541 - 2336) - 4,2 \cdot (3113 - 2336) \text{ [kW]}$$

$$P_{sp_2} = 190864 \text{ [kW]} = 190,86 \text{ [MW]}$$

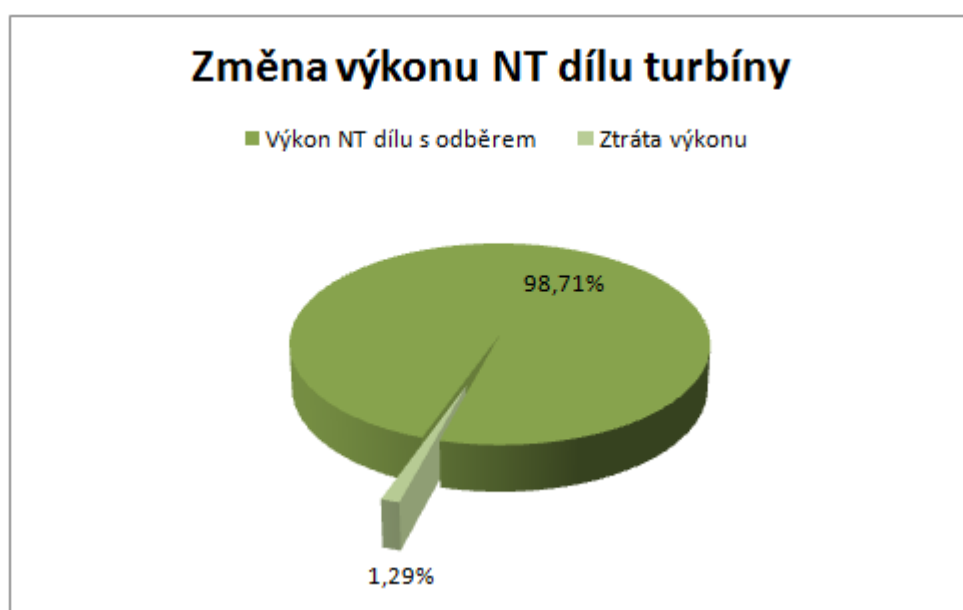
Změna výkonu na spojce:

$$\Delta P_{sp} = P_{sp,NT} - P_{sp,NT_o} \text{ [MW]} \quad (11.3)$$

$$\Delta P_{sp} = 194,13 - 190,86 = 3,27 \text{ [MW]}$$

U NT dílu turbíny s odběrem páry se nevyužije entalpický spád  $i_z = 777 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$  (mezi body 4 a 5 v obr. 11.2) a tedy výkon turbíny klesne o  $\Delta P_{sp} = 3,27 \text{ [MW]}$ . Při odběru páry pro předehřev vzduchu se výkon NT dílu turbíny sníží o 1,29 %. Pokles výkonu je znázorněna v grafu 2.

Graf 2: Změna výkonu NT dílu turbíny



Spojkový výkon turbíny (VT + NT) bez odběru:

$$P_{sp,T} = M_{pp} \cdot (i_{pp} - i_{mp1}) + M_{mp2} \cdot (i_{mp2} - i_e) \quad [kW] \quad (11.4)$$

$$P_{sp,T} = 180,56 \cdot (3396 - 3065) + 161,104 \cdot (3541 - 2336) \quad [kW]$$

$$P_{sp,T} = 253896 \quad [W] = 253,9 \quad [MW]$$

Spojkový výkon turbíny s regulovaným odběrem páry:

$$P_{sp,T_o} = M_{pp} \cdot (i_{pp} - i_{mp1}) + M_{mp2} \cdot (i_{mp2} - i_e) - M_o \cdot (i_o - i_e) \quad [kW] \quad (11.5)$$

$$P_{sp,T_o} = 180,56 \cdot (3396 - 3065) + 161,104 \cdot (3541 - 2336) - 4,2 \cdot (3113 - 2336) \quad [kW]$$

$$P_{sp,T_o} = 250632 \quad [kW] = 250,63 \quad [MW]$$

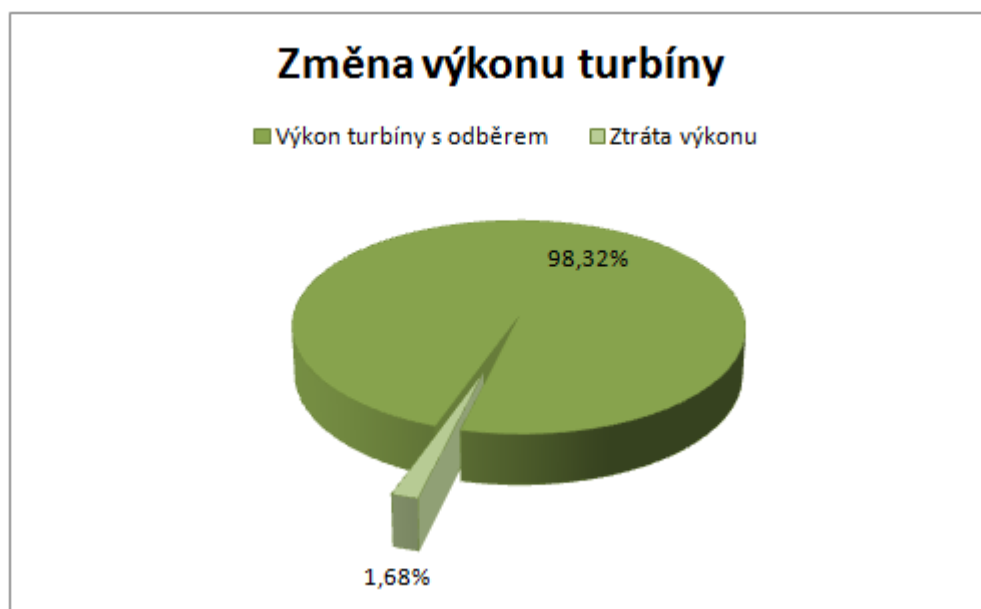
Změna výkonu na spojení:

$$\Delta P_{sp} = P_{sp,T} - P_{sp,T_o} \quad [MW] \quad (11.6)$$

$$\Delta P_{sp} = 253,9 - 250,63 = 3,27 \quad [MW]$$

U turbíny s odběrem páry klesne výkon rovněž o  $\Delta P_{sp} = 3,27 \quad [MW]$ , tím se celkový výkon turbíny sníží o 1,68 %. Pokles výkonu je znázorněna v grafu 2.

Graf 3: Změna výkonu turbíny



## 12 Závěr

Diplomová práce se zabývá předehřevem vzduchu u kotle bloku 200MW parou. Využití parního ohříváku vzduchu za účelem zvýšení teploty vstupního vzduchu se zvýší teplota plechů regeneračního ohříváku vzduchu, a tím se udrží jejich teplota nad rosným bodem spalin. To vylučuje nebo omezuje nebezpečí vzniku teplotní koroze ohříváku vzduchu a zároveň i zařízení v tzv. partii za kotlem.

Úvodní část diplomové práce obsahuje rešerši zaměřenou na rosný bod, kde je popisován význam ochrany zařízení před korozí, dále je zde zmínka o způsobech řízení teploty spalin u kotlů na spalování uhlí.

Ze zadaných hodnot byly provedeny stechiometrické výpočty a stanoveno potřebné množství vzduchu, množství vzniklých spalin a množství paliva přivedeného do kotle. Další část výpočtu zahrnuje výpočet výrobního tepla  $Q_{výr} = 514,4 [MW_t]$  a účinnost kotle  $\eta_k = 92,6 [\%]$  nepřímou metodou. Ke stanovení účinnosti kotle bylo nutné určit tepelné ztráty kotle.

Následoval návrh schéma předehřevu vzduchu parou, která se odebírá z NT dílu turbíny, tlak odběrové páry, která vstupuje do POV je  $p_o = 0,8 [MPa]$ . Z parního ohříváku vzduchu vystupuje kondenzát a odvádí se do napájecí nádrže. Parní ohřívák vzduchu ohřívá vzduch z  $t_{vz_1} = 20 [^{\circ}C]$  na  $t_{vz_2} = 65 [^{\circ}C]$  a je umístěn mezi spalinovým ohřívákem vzduchu a vzduchovým ventilátorem.

Z tepelné bilance předehřevu vzduchu parou byl stanoven výkon parního ohříváku vzduchu a následně bylo určeno potřebné množství páry odebrané z turbíny pro předehřev vzduchu  $m_o = 4,2 [kg \cdot s^{-1}]$ .

Dále se vypracoval návrh regulace teploty spalin za kotlem s parním ohřívákem vzduchu. Zde došlo k porovnání a následné změně regulace změnou tlaku vstupní páry do POV, kde je malý rozsah regulace, a nahrazení regulace změnou výšky hladiny kondenzátu v POV. Se změnou výšky hladiny se mění velikost teplosměnné plochy kondenzátu a tím i výkon parního ohříváku vzduchu. Výhodou regulace je maximální regulační rozsah  $0 \div 100 \%$ . Nevýhodou regulace zatopením části POV je, že ve vzduchovém kanálu za POV je vzduch s rozdílnou teplotou. V horní části, kde dochází ke kondenzaci, je teplota vzduchu vyšší než v dolní zatopené části. Tudíž teplotní pole před vstupem do spalinového



ohříváku je nehomogenní. Před vstupem vzduchu do spalínového ohříváku vzduchu se musí zajistit stejná teplota vzduchu v celém průřezu, jinak dojde k nízkoteplotní korozi na spalínovém ohříváku. Vhodným řešením by bylo umístit POV do dlouhého kanálu, ve kterém by došlo k vyrovnání teplot a u krátkých kanálů nezbývá jiná možnost než realizovat matematický model teplotního pole proudu např. v programu Fluent a dle výsledků navrhnout vhodnou vestavbu do kolena vzduchového kanálu. Promíšením vzduchu před vstupem do spalínového ohříváku by byla zajištěna homogenita teplotního pole v celém vstupním průřezu.

V poslední části je porovnán výkon turbíny s odběrem páry pro předehřev vzduchu a bez odběru páry, tudíž bez použití POV. POV je běžně používaný způsob pro předehřev vzduchu a regulaci teploty spalín za kotlem ale má za následek pokles výroby elektřiny o 1,68%. Proto se často spolu s tímto způsobem používá i recirkulace horkého vzduchu.

V grafické části je proveden konstrukční návrh umístění POV včetně dilatace a odvodu kondenzátu.

## 13 Použitá literatura

- [1] DLOUHÝ, T. *Výpočet kotlů a spalínových výměníků*. 3. vyd. Praha: ČVUT Praha, 2011, 212 s. ISBN 978-80-01-03757-7
- [2] ŠEVELOVÁ, K., STÁREK, K., BERKA, I., HEROSCH, J. a SALVET, P. *Parní kotle: návody do cvičení*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2007.
- [3] VILIMEC, L. *Stavba kotlů II.díl*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1999. ISBN 80-7078-681-7.
- [4] VILIMEC, L. a TOMČOLA, J. *K rosnému bodu a teplotě spalin za kotlem*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2005
- [5] VILIMEC, L. *Řízení a regulace energetických zařízení*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1853-5.

## 14 Seznam příloh

<b>Přílohy</b>	<b>68</b>
<b>A VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE.....</b>	<b>68</b>
<b>B VÝPOČTY V EES.....</b>	<b>68</b>
B.1 Zadané hodnoty v programu EES pro určení entalpií .....	68
B.2 Výsledné hodnoty v programu EES .....	68
B.3 Zadané hodnoty v programu EES pro sestrojení křivek v i-s diagramu.....	68
B.4 Parametry jednotlivých bodů v i-s diagramu.....	68
B.5 I-s diagram v programu EES.....	68
B.6 Určení entalpie odběrové páry v i-s diagramu.....	68
<b>C PŘILOŽENÝ DISK.....</b>	<b>68</b>

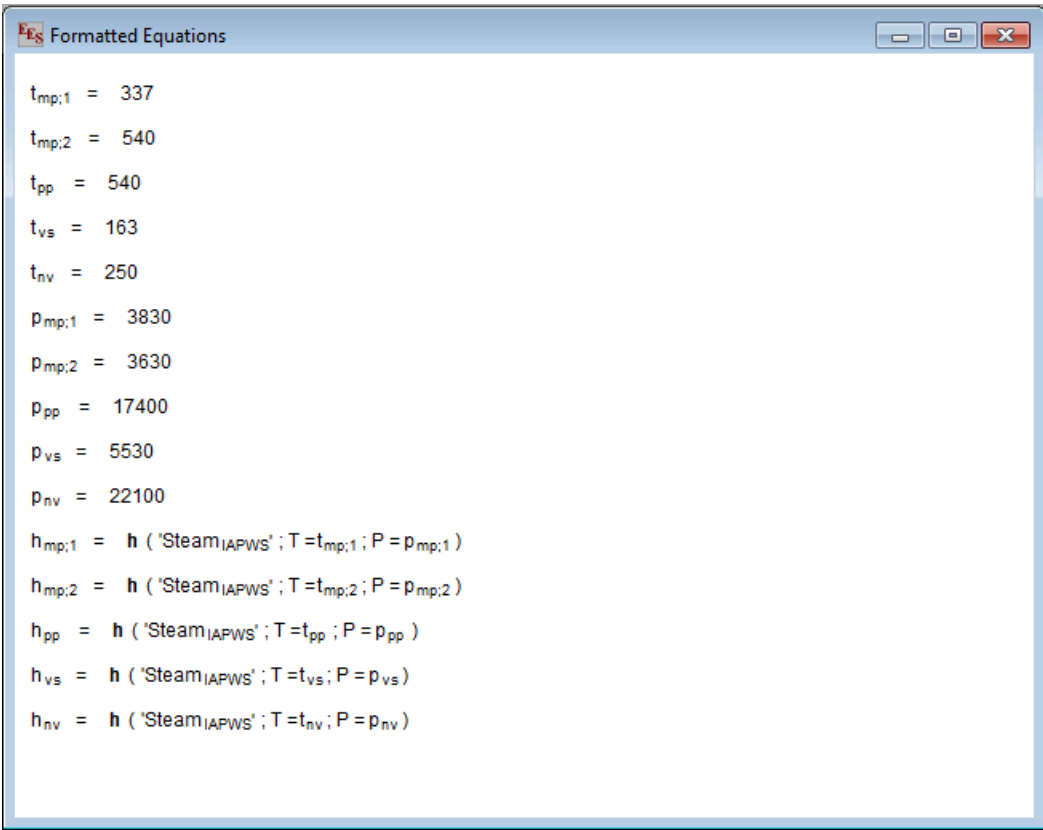
# Přílohy

## A Výkresová dokumentace

- Parní ohřívač vzduchu
  - POV-01/DP
- Umístění POV - nárys
  - POV-02/DP
- Umístění POV – půdorys
  - POV-03/DP
- Původní stav umístění a dilatace POV

## B Výpočty v EES

### B.1 Zadané hodnoty v programu EES pro určení entalpií

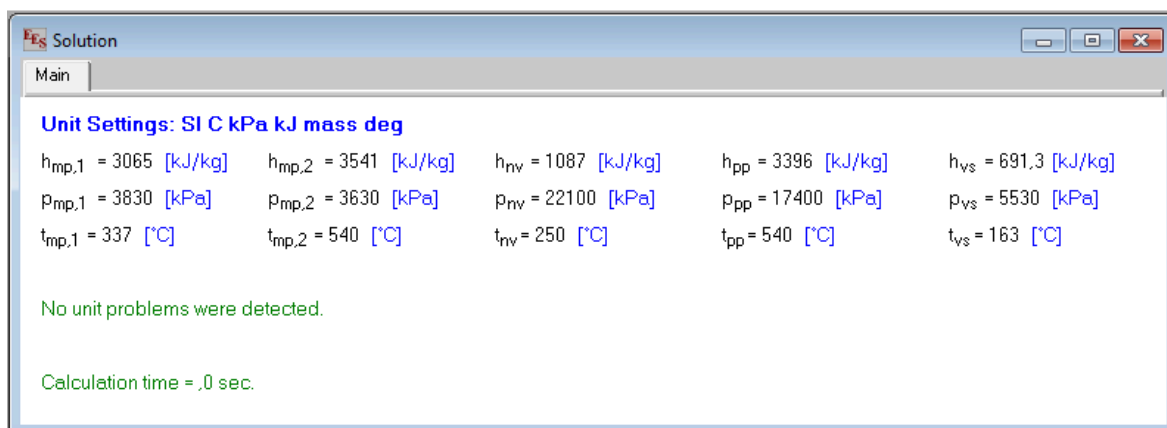


```
Formatted Equations

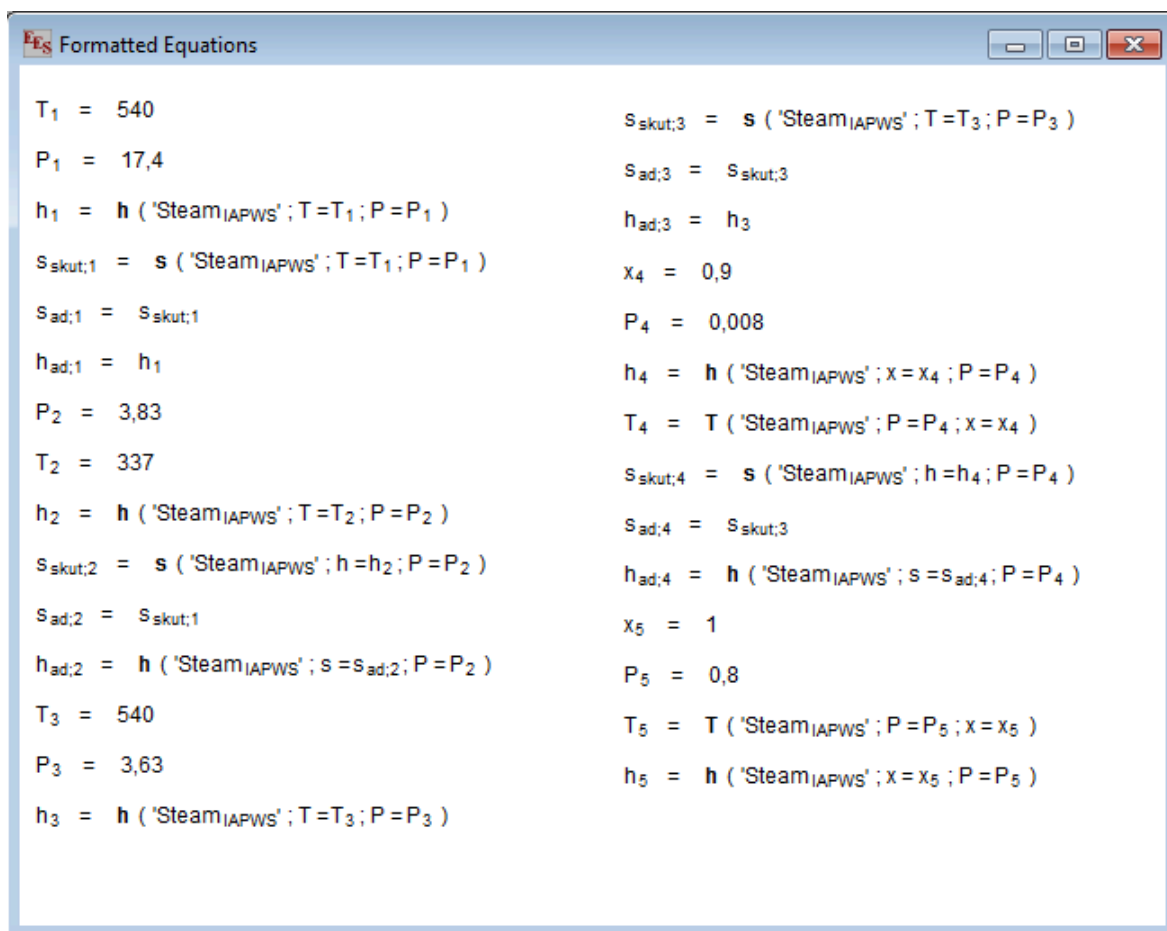
tmp,1 = 337
tmp,2 = 540
tpp = 540
tvs = 163
tnv = 250
pmp,1 = 3830
pmp,2 = 3630
ppp = 17400
pvs = 5530
pnv = 22100

hmp,1 = h ( 'Steam_IAPWS' ; T = tmp,1 ; P = pmp,1 )
hmp,2 = h ( 'Steam_IAPWS' ; T = tmp,2 ; P = pmp,2 )
hpp = h ( 'Steam_IAPWS' ; T = tpp ; P = ppp )
hvs = h ( 'Steam_IAPWS' ; T = tvs ; P = pvs )
hnv = h ( 'Steam_IAPWS' ; T = tnv ; P = pnv )
```

## B.2 Výsledné hodnoty v programu EES



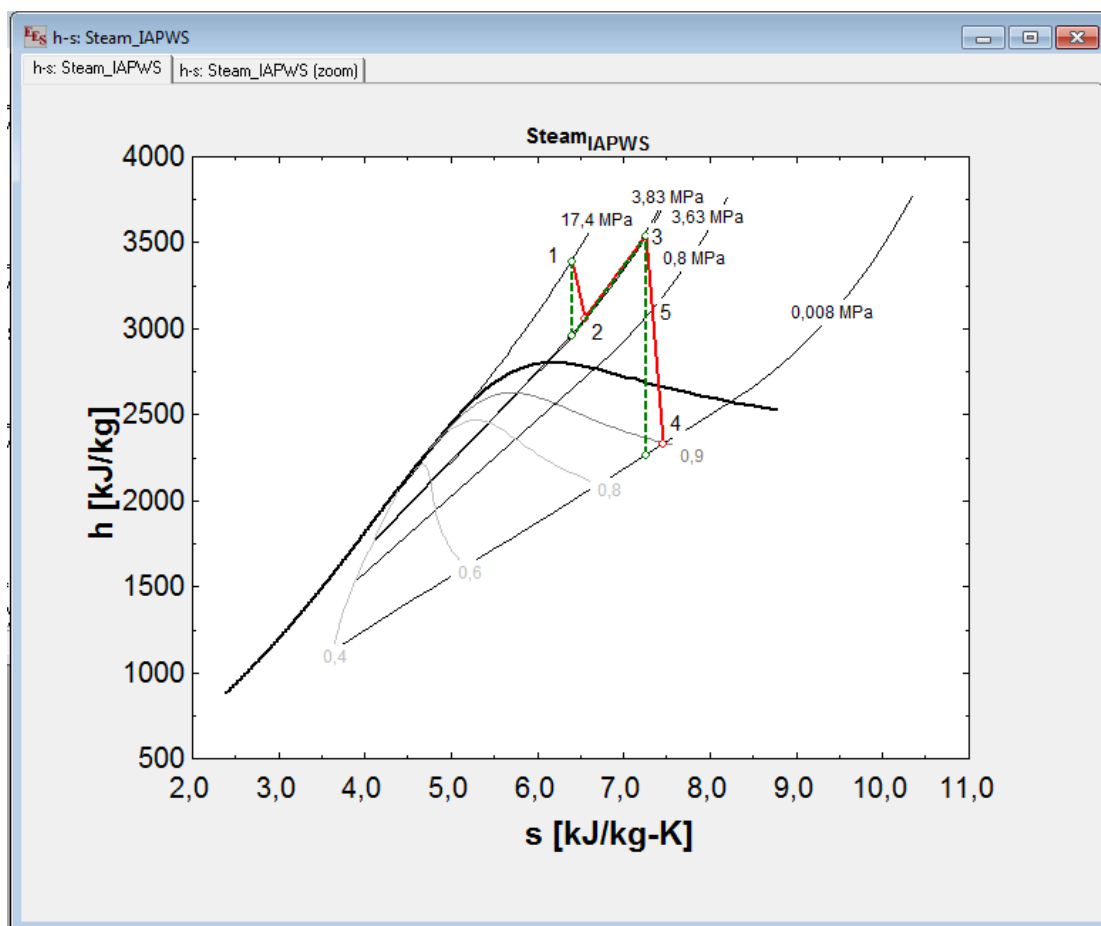
## B.3 Zadané hodnoty v programu EES pro sestrojení křivek v i-s diagramu



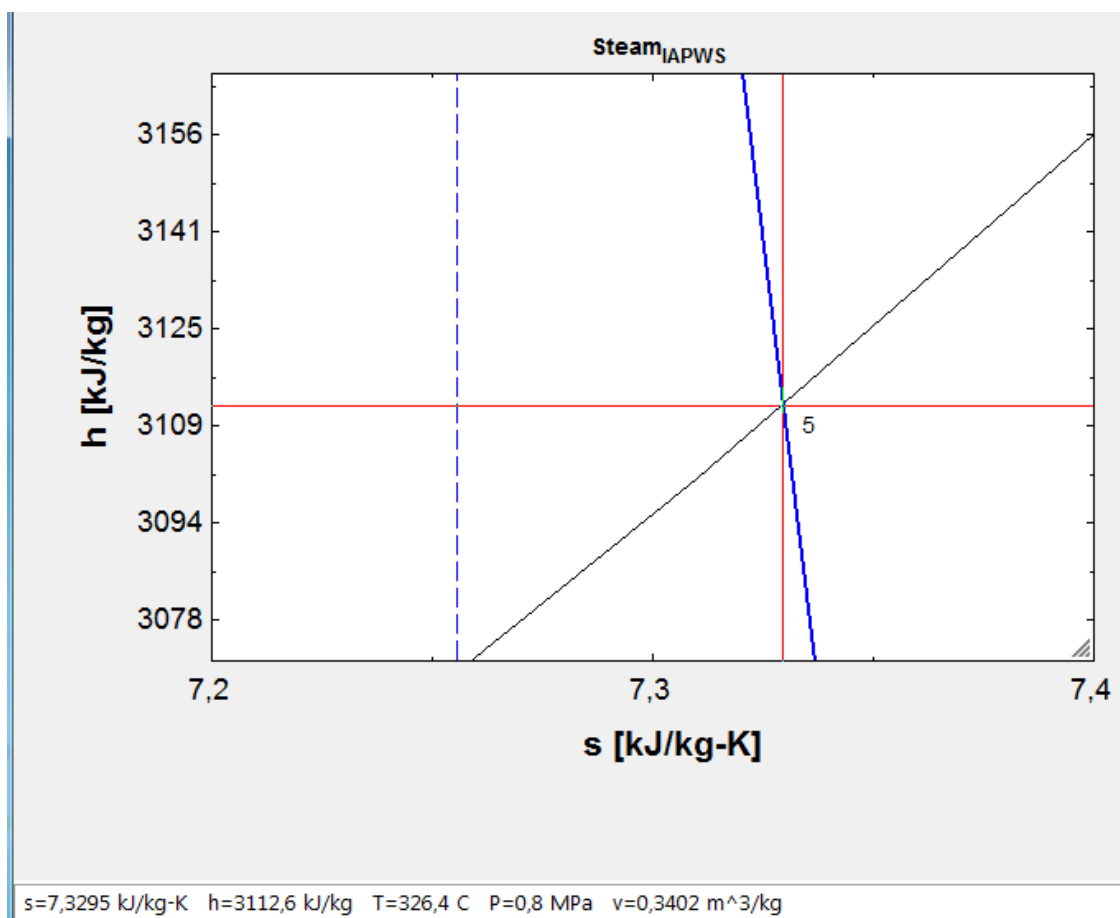
## B.4 Parametry jednotlivých bodů v i-s diagramu

Unit Settings: SI C MPa kJ mass deg			
$h_1 = 3396$ [kJ/kg]	$h_2 = 3065$ [kJ/kg]	$h_3 = 3541$ [kJ/kg]	$h_4 = 2336$ [kJ/kg]
$h_5 = 2768$ [kJ/kg]	$h_{ad,1} = 3396$ [kJ/kg]	$h_{ad,2} = 2970$ [kJ/kg]	$h_{ad,3} = 3541$ [kJ/kg]
$h_{ad,4} = 2270$ [kJ/kg]	$P_1 = 17,4$ [MPa]	$P_2 = 3,83$ [MPa]	$P_3 = 3,63$ [MPa]
$P_4 = 0,008$ [MPa]	$P_5 = 0,8$ [MPa]	$s_{ad,1} = 6,396$ [kJ/kg-K]	$s_{ad,2} = 6,396$ [kJ/kg-K]
$s_{ad,3} = 7,256$ [kJ/kg-K]	$s_{ad,4} = 7,256$ [kJ/kg-K]	$s_{skut,1} = 6,396$ [kJ/kg-K]	$s_{skut,2} = 6,557$ [kJ/kg-K]
$s_{skut,3} = 7,256$ [kJ/kg-K]	$s_{skut,4} = 7,464$ [kJ/kg-K]	$T_1 = 540$ [°C]	$T_2 = 337$ [°C]
$T_3 = 540$ [°C]	$T_4 = 41,51$ [°C]	$T_5 = 170,4$ [°C]	$x_4 = 0,9$
$x_5 = 1$			

## B.5 I-s diagram v programu EES



## B.6 Určení entalpie odběrové páry v i-s diagramu



## C Příložený disk

- Diplomová práce v elektronické podobě (\*.pdf)
- Výkresová dokumentace (\*.pdf)